



UNIVERSIDADE DE ÉVORA

ESCOLA DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE FÍSICA

**Modelação de um motor de Stirling com
concentração de radiação solar**

Germilly Reki Morais Barreto

Orientação: Doutor Paulo Manuel Ferrão Canhoto

Mestrado em Engenharia da Energia Solar

Dissertação

Évora, 2015



UNIVERSIDADE DE ÉVORA

ESCOLA DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE FÍSICA

**Modelação de um motor de Stirling com
concentração de radiação solar**

Germilly Reki Morais Barreto

Orientação: Doutor Paulo Manuel Ferrão Canhoto

Mestrado em Engenharia da Energia Solar

Dissertação

Évora, 2015

Para Maria da Cruz e João Barreto

RESUMO

Neste trabalho é abordada a modelação e simulação de um sistema de termoeletricidade solar com motor de Stirling e disco parabólico, com o objetivo de determinar a produção de energia e a eficiência para diferentes regimes de funcionamento e condições ambientais. O modelo global desenvolvido inclui a concentração de radiação solar, a transferência de calor no recetor, o ciclo térmico e a conversão de energia mecânica e elétrica. Os processos termodinâmicos e de transferência de energia no motor são modelados detalhadamente, sendo apresentada uma análise de desempenho em função dos parâmetros que determinam o seu funcionamento. Partindo de uma configuração base, é feita uma otimização do fator de concentração e são apresentados resultados das fases transiente e estacionária do sistema. Da análise desses resultados, comprova-se ser possível atingir eficiências de 23.8% no motor e 10.4% no sistema global, e identificam-se os componentes a otimizar para aumentar a performance do sistema.

ABSTRACT

Stirling engine modelling with solar radiation concentration

This work addresses the modelling and simulation of a solar thermo-electric system with Stirling engine and parabolic dish aiming to determine the energy production and efficiency under different operation regimes and environmental conditions. The global model includes the solar concentration system, the heat transfer in the receiver, the thermal cycle and the mechanical and electric energy conversion. The thermodynamic and energy transfer processes in the engine are modeled in detail, and a performance analysis is presented by varying the parameters that determine its operation. Starting from a standard configuration, an optimization of the concentration factor is done and the results for the transient and stationary phases of the system are presented. From the analysis of these results, it is proved that is possible to achieve an engine efficiency of 23.8% and a global efficiency of 10.4%, and components to be optimized are identified in order to increase the system performance.

AGRADECIMENTOS

Agradeço principalmente ao meu orientador, o professor Doutor Paulo Canhoto pelo apoio, disponibilidade, compreensão, grande conhecimento e a enorme paciência que teve durante toda a dissertação, que sem o seu grande apoio essa dissertação não era possível. Agradeço à Fundação Millennium bcp pelo grande suporte financeiro, que foi fundamental para que eu tornasse esse sonho realidade. Agradeço ao centro de Geofísica de Évora pelo acesso ao *cluster* que proporcionou com que as simulações fossem mais rápidas. Agradeço ao Sérgio Aranha pelo apoio no laboratório de física. Agradeço ao Engenheiro Joel do centro de Geofísica de Évora pelo apoio informático. Agradeço ao meu colega Tiago Tidy pela companhia, paciência e auxílio ao longo da dissertação. Por fim agradeço também aos meus familiares e colegas pelo apoio durante esse período.

Índice

Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	xiii
Nomenclatura	xv
1 Introdução	1
1.1 Objetivos	2
1.2 Organização da dissertação.....	2
2 Fundamentos teóricos	5
2.1 Sistemas de concentração da radiação solar.....	5
2.1.1 Central de torre.....	6
2.1.2 Disco parabólico	6
2.1.3 Concentradores de Fresnel	7
2.1.4 Concentrador de cilindro parabólico	7
2.1.5 Dimensionamento de sistemas de concentração	7
2.1.6 <i>Software</i> de análise ótica dos sistemas de concentração.....	8
2.1.7 Análise ótica com o Tonatiuh.....	9
2.1.8 Comparação entre o <i>software</i> Tonatiuh e Soltrace.....	12
2.2 Transferência de calor.....	14
2.2.1 Transferência de calor por condução	14
2.2.2 Transferência de calor por convecção.....	15
2.2.3 Transferência de calor por radiação	15
2.2.4 Permutadores de calor	15
2.3 Ciclo de Stirling	17
2.3.1 Funcionamento	17
2.3.2 Tipos de motores de Stirling	19
2.3.3 Regeneradores.....	20
2.3.4 Leis da termodinâmica e ciclos de máquinas térmicas	21

2.4	Gerador elétrico.....	23
3	Modelação do ciclo de Stirling.....	25
3.1	Geometria e dimensões do motor de Stirling	26
3.2	Ciclo termodinâmico.....	29
3.2.1	Análise do regenerador	30
3.2.2	Sistema de equações do modelo.....	32
3.3	Resultados da simulação do ciclo de Stirling	34
3.3.1	Resultados da simulação base.....	36
3.3.2	Validação do modelo	44
3.3.3	Comparação entre hélio e ar como fluido de trabalho	52
3.3.3	Variação das condições de funcionamento do motor	53
4	Modelação de um sistema de termoelectricidade solar com motor de Stirling e disco parabólico	65
4.1	Sistema de concentração.....	65
4.1.1	Simulação do sistema de concentração	66
4.2	Modelo térmico do absorsor.....	70
4.2.1	Eficiências térmica e do ciclo.....	72
4.3	Modelo elétrico/mecânico.....	74
4.3.1	Variação da carga do sistema	76
4.4	Resultados da simulação do sistema	77
4.4.1	Fase transiente	77
4.4.2	Análise térmica do recetor	83
4.4.3	Comportamento do ciclo de Stirling	83
4.4.4	Conversão mecânica/elétrica.....	85
4.4.5	Resumo de resultados e análise global	87
5	Conclusões e perspectivas de melhoramento	91
6	Referências.....	93
7	Anexos	97

Lista de Figuras

Figura 2.1: Central de torre	6
Figura 2.2: Concentrador de disco parabólico	6
Figura 2.3: Concentradores de Fresnel	7
Figura 2.4: Concentrador de cilindro parabólico	7
Figura 2.5: Discretização e determinação do fluxo de energia no absorvor	10
Figura 2.6: Recetor cilíndrico	11
Figura 2.7: Comprimento de arco num recetor cilíndrico	11
Figura 2.8: Discretização da superfície do recetor cilíndrico	12
Figura 2.9: Resultados do Soltrace para caso de teste	13
Figura 2.10: Resultado do Tonatiuh (pós-processamento) para caso de teste	13
Figura 2.11: Permutadores (a) de correntes paralelas e (b) contracorrente	16
Figura 2.12: Modelo da patente do motor de Stirling 1816 [1]	17
Figura 2.13: Diagrama P-V e T-S do ciclo de Stirling	18
Figura 2.14: Motor de Stirling com disco parabólico [16]	19
Figura 2.15: Configuração <i>alpha</i> do motor de Stirling (adaptado de [17])	20
Figura 2.16: Configuração <i>beta</i> do motor de Stirling (adaptado de [17])	20
Figura 2.17: Configuração <i>gamma</i> do motor de Stirling (adaptado de [17])	20
Figura 2.18: Utilização de regenerados em motores de Stirling [1]	21
Figura 2.19: Máquina térmica	22
Figura 2.20: Gerador síncrono de ímanes permanente [20]	23
Figura 3.1: Esquema do motor de Stirling, configuração <i>beta</i>	27
Figura 3.2: Perfil de temperatura no regenerador	30
Figura 3.3: Posição do deslocador e do pistão	36
Figura 3.4: Volume das câmaras e volume total	37
Figura 3.5: Massa de gás nas câmaras e massa total	37
Figura 3.6: Variação de massa nas câmaras	38
Figura 3.7: Temperaturas do gás nas câmaras	39
Figura 3.8: Temperatura do gás à saída e entrada do regenerador	40
Figura 3.9: Pressão do motor	41
Figura 3.10: Calor transferido nas câmaras	41
Figura 3.11: Trabalho transferido pelo gás nas câmaras	42

Figura 3.12: Diagrama P-V das câmaras	42
Figura 3.13: Diagrama P-V global	43
Figura 3.14: Aparato experimental usado para fazer os testes	44
Figura 3.15: Sensor de posição.....	45
Figura 3.16: Sensor de pressão	46
Figura 3.17: Dispositivo de aquisição de dados	46
Figura 3.18: Posição do pistão experimental e do modelo	49
Figura 3.19: Volume do total protótipo vs. modelo matemático	49
Figura 3.20: Pressão experimental vs. modelo matemático	50
Figura 3.21: P-V por câmaras com experimental	51
Figura 3.22: P-V do protótipo Vs. modelo numérico	52
Figura 3.23: Diagrama P-V para hélio e ar	53
Figura 3.24: Potência e eficiência em função da frequência de rotação	54
Figura 3.25: Calor transferido em função da frequência de rotação.....	54
Figura 3.26: Pressão em função da frequência de rotação	55
Figura 3.27: Temperatura do gás em função da frequência de rotação	55
Figura 3.28: Eficiência e potência em função T_H	56
Figura 3.29: Calor transferido em função T_H	56
Figura 3.30: Pressão em função T_H	57
Figura 3.31: Temperatura do gás em função do T_H	57
Figura 3.32: Eficiência e potência em função de ε	58
Figura 3.33: Calor transferido em função de ε	58
Figura 3.34: Pressão em função de ε	59
Figura 3.35: Temperatura em função de ε	59
Figura 3.36: Eficiência e potência em função do P_0	60
Figura 3.37: Calor em função do P_0	60
Figura 3.38: Pressão em função do P_0	61
Figura 3.39: Temperatura em função do P_0	61
Figura 3.40: Eficiência e potência em função do h_e e h_c	62
Figura 3.41: Calor em função do h_e e h_c	62
Figura 3.42: Pressão em função do h_e e h_c	63
Figura 3.43: Temperatura em função do h_e e h_c	63
Figura 4.1: Conversão termoeletricidade solar Stirling com disco parabólico ..	65
Figura 4.2: Disco parabólico motor de Stirling	65

Figura 4.3: Simulação Tonatiuh do sistema de concentração	67
Figura 4.4: Fluxo ao longo do comprimento do cilindro	67
Figura 4.5: Distribuição do fluxo 2D no cilindro	68
Figura 4.6: Fluxo na base circular do cilindro	68
Figura 4.7: Fluxo na base do cilindro circular 2D	69
Figura 4.8: Fluxo de energia no absorvedor	70
Figura 4.9: Esquema de resistências térmicas e de fluxos de energia	70
Figura 4.10: Temperatura e potência em função de fator de concentração	72
Figura 4.11: Eficiências em função do fator de concentração	73
Figura 4.12: Eficiências em função da temperatura	73
Figura 4.13: Sistema de carga	75
Figura 4.14: Eficiência e potência em função da carga	76
Figura 4.15: Frequência e temperatura em função da carga	77
Figura 4.16: Transiente da temperatura quando arranca	78
Figura 4.17: Transiente da frequência de rotação na fase de arranque	79
Figura 4.18: Transiente da frequência de rotação média na fase de arranque	80
Figura 4.19: Transiente da frequência de rotação na fase de arranque	80
Figura 4.20: Transiente da frequência quando arranca	81
Figura 4.21: Transiente da temperatura quando não arranca	81
Figura 4.22: Transiente da rotação quando não arranca	82
Figura 4.23: Transiente da rotação quando não arranca	83
Figura 4.24: Posição do pistão e do deslocador	84
Figura 4.25: Volume das câmaras e volume total	84
Figura 4.26: Diagrama P-V global	85
Figura 4.27: Torque mecânico	86
Figura 4.28: Frequência	86
Figura 4.29: Tensão	87
Figura 4.30: Corrente	87
Figura 4.31: Balanço de energia	88
Figura 7.1: Velocidades do fluido de entrada e saída do regenerador	100
Figura 7.2: Queda de pressão no regenerador ($P_e - P_c$)	100
Figura 7.3: Velocidade do pistão e do deslocador	101
Figura 7.4: Ajuste da condutividade térmica	102
Figura 7.5: Ajuste da Viscosidade cinética	102

Figura 7.6: Ajuste do Prandtl	102
Figura 7.7: Massa de gás nas câmaras e massa total	103
Figura 7.8: Variação de massa nas câmaras	103
Figura 7.9: Temperaturas do gás nas câmaras	104
Figura 7.10: Temperaturas do gás à saída e entrada do regenerador	104
Figura 7.11: Pressão do motor	105
Figura 7.12: Calor transferido nas câmaras	105
Figura 7.13: Trabalho transferido pelo gás nas câmaras	106
Figura 7.14: Diagrama P-V das câmaras	106
Figura 7.15: Bloco geral do modelo térmico no simulink	107
Figura 7.16: Bloco geral do modelo do ciclo térmico no simulink	107
Figura 7.17: Parte do subsistema do modelo térmico	108
Figura 7.18: Parte do subsistema do modelo do ciclo térmico	109
Figura 7.19: Modelo do gerador elétrico no simulink	110

Lista de Tabelas

Tabela 2.1: Sumário de <i>software</i> de análise ótica (2012).....	9
Tabela 2.2: Parâmetros usados para comparação entre o <i>software</i> Tonatiuh e Soltrace	12
Tabela 2.3: Comparação dos resultados do Tonatiuh e do Soltrace	14
Tabela 3.1: Características geométricas do motor de Stirling para simulação base.....	35
Tabela 3.2: Condições termodinâmicas e de transferência de calor para simulação base	35
Tabela 3.3: Propriedades termodinâmicas e de transporte do hélio	35
Tabela 3.4: Condições iniciais da simulação de base	35
Tabela 3.5: Resultados da simulação do ciclo	43
Tabela 3.6: Dimensões do aparato experimental para a validação	47
Tabela 3.7: Condições termodinâmicas e de transferência de calor para a validação	48
Tabela 3.8: Propriedades do ar para a validação	48
Tabela 3.9: Condições iniciais para a validação.....	48
Tabela 3.10: Comparação entre hélio e ar para condições base	53
Tabela 4.1: Condições de simulação do sistema de concentração	66
Tabela 4.2: Potência e eficiência do sistema de concentração	69
Tabela 4.3: Parâmetros térmicos de base.....	72
Tabela 4.4: Características do gerador elétrico	76
Tabela 4.5: Condições de arranque do sistema	78
Tabela 4.6: Coeficientes de perda de calor médio e perdas de calor médias ..	83
Tabela 4.7: Valor por ciclo sistema termoeletricidade solar	88

Nomenclatura

A	Área (m^2)
B	Coefficiente de expansão (K^{-1})
b	Coefficiente de damping ($Nmsrad^{-1}$)
C	Factor de concentração (-)
c_p	Capacidade térmica mássica a pressão constante ($JKg^{-1}K^{-1}$)
c_v	Capacidade térmica mássica a volume constante ($JKg^{-1}K^{-1}$)
d	Comprimento de arco (m)
D_h	Diâmetro hidráulico (m)
D_p	Densidade de potência (Wm^{-3})
e	Espessura (m)
f	Foco da parábola (m)
F	Fluxo de radiação (Wm^{-2}) ou Força (N)
F_{12}	Factor de vista entre superfícies (-)
G	Irradiação solar (Wm^{-2})
Gr	Número de Grashof (-)
g	Aceleração gravítica (ms^{-2})
h	Coefficiente de transferência de calor ($Wm^{-2}K^{-1}$)
H	Comprimento (m)
i	Corrente elétrica (A)
J	Momento de inercia (Kgm^2)
k	Condutividade térmica ($Wm^{-1}K^{-1}$)
L	Largura (m) ou indutância (H)
n	Número de divisões (-)
m	Massa (Kg)
M	Massa molar ($Kgmol^{-1}$)
N_{fot}	Número total de fótons (-)
Nu	Número de Nusselt (-)
n_t	Número de moles (mol)
N_r	Número de raios (-)
P	Pressão (Pa) ou Potência (W)
p	Número de pares de polo (-)

Pr	Número de Prandtl (-)
Q	Calor (W)
r	Raio (m)
R	Resistência elétrica (Ω) ou constante de gás ($\text{JKg}^{-1}\text{K}^{-1}$)
Ra	Número de Rayleigh (-)
Re	Número de Reynolds (-)
R_t	Resistência térmica (KW^{-1})
S	Radiação absorvida (W)
T	Temperatura (K) ou período (s)
t	Tempo (s)
V	Volume (m^3) ou queda de tensão (V)
v	Velocidade (ms^{-1})
W	Trabalho (W)
w	Frequência de rotação (rads^{-1})
(X, y)	Distância (m)
z	Distância ou altura (m)

Símbolos Gregos

α	Absortividade (-)
ε	Emissividade ou eficiência de um permutador de calor (-)
η	Rendimento (-)
Δ	Variação (-)
θ	Posição angular do pistão (rad)
λ	Amplitude do fluxo induzido pelo íman (V.s)
μ	Viscosidade dinâmica ($\text{Kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)
ρ	Massa volúmica (Kgm^{-3}) ou refletividade (-)
σ	Constante de Stefan Boltzmann ($\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$)
\emptyset	Ângulo (rad)
τ	Torque (N.m)
ν	Viscosidade cinética (m^2s^{-1})
Ψ	Diferença de fase entre pistão e deslocador (rad)

Índices inferiores

<i>a</i>	Ambiente
<i>ae</i>	Atrito estático
<i>ar</i>	Ar
<i>c</i>	Zona de compressão
<i>cl</i>	Cilindro
<i>conv</i>	Convecção
<i>cir</i>	Circular
<i>d</i>	Deslocador ou eixo
<i>dis</i>	Disco parabólico
<i>elec</i>	Elétrico
<i>elec_m</i>	Eletromagnético
<i>f</i>	Roda girante
<i>fd</i>	Ligação da roda ao deslocador
<i>fp</i>	Ligação da roda ao pistão
<i>fot</i>	Fotão
<i>H</i>	Fonte quente
<i>hel</i>	Hélio
<i>i</i>	Entrada ou saída da zona de expansão
<i>ir</i>	Irradiado pelo sol
<i>j</i>	Entrada ou saída da zona de compressão
<i>L</i>	Fonte fria
<i>l</i>	Braço
<i>ld</i>	Conjunto deslocador e braço
<i>m</i>	Caixa do motor ou valor médio
<i>max</i>	Máximo
<i>ot</i>	Ótico
<i>mec</i>	Mecânico
<i>p</i>	Pistão
<i>q</i>	Eixo
<i>s</i>	Enrolamento do estator

T	Total
ter	Térmico
rad	Radiação
r	Regenerador
u	Útil
x	Parede do cilindro
w	Superfície
∞	Fluido não perturbado
0	Condição inicial

1 Introdução

A energia é o motor da sociedade atual, manifestando-se com grande intensidade sob a forma de energia elétrica. A nossa dependência da energia elétrica tem vindo a aumentar dia após dia e um dos principais motivos do aumento desta dependência deve-se à sua facilidade em ser transportada. A energia elétrica atualmente tem origem principalmente de fontes de energia fóssil, mas o cenário tem vindo a mudar. Uma das fontes que vem contribuindo para esta mudança são as energias renováveis que, na nossa escala de tempo, se podem considerar como uma fonte infinita e inesgotável. O sol é a fonte primária de energia sendo que é direta ou indiretamente responsável por quase todas as outras formas de energia existente. Existem várias formas de aproveitar a energia solar, onde o objetivo principal é convertê-la para uso final como energia térmica e/ou elétrica. Neste trabalho abordaremos uma tecnologia que pode usar energia solar para gerar energia elétrica, que é o motor de Stirling.

O motor de Stirling foi inventado pelo pastor escocês Robert Stirling em 1816 com o auxílio do seu irmão [1]. No século XIX as máquinas a vapor explodiam com frequência, em consequência da tecnologia das caldeiras que se rompiam quando submetidas a altas pressões [1]. Devido a inúmeros incidentes, os irmãos Stirling tentaram arranjar um mecanismo mais seguro o qual tinha ainda a vantagem de funcionar com várias fontes de energias. Para utilização com energia solar o motor é usado com sistemas de concentração solar que permite concentrar os raios conseguindo altas temperaturas. Neste trabalho iremos abordar todos os processos de transformação, desde a captação do recurso solar (ótica) que é transformada em energia térmica usando o sistema de concentração, de seguida o ciclo de Stirling que transforma essa energia térmica em mecânica e de seguida a transformação em elétrica usando um gerador elétrico. Mehdi Jahromi et. al. [2] fizeram um estudo parecido, mas não consideram a parte de concentração e a parte térmica, e o modelo do ciclo do motor é bastante simples apesar de terem construído um modelo de retificação na parte elétrica. Na modelação do ciclo, o trabalho de Chin Cheng et. al. [3] fizeram um estudo detalhado dos processos termodinâmicos no motor, apesar de algumas simplificações ao nível da modelação das câmaras do motor e da

solução numérica do modelo. Foi ainda tomado como referência um curso que foi lecionado na Universidade de OHIO [4] o qual apresenta um modelo adiabático do motor e que, apesar de descrever razoavelmente bem o ciclo, apresenta algumas lacunas no que diz respeito à integração dos processos termodinâmicos e de transferência de calor nas câmaras do motor. Joseph Araoz et. al. [5] desenvolveram um modelo numérico que simula o desempenho de um do motor de Stirling e procederam à sua validação com dados experimentais. Jose Leon Salazar e Wen-Lih Chen [6] fizeram um estudo mais detalhado da transferência de calor no ciclo usando um código CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Neste trabalho serão desenvolvidas modelos detalhados de todos os processos e equipamentos de um sistema de termoeletricidade solar com motor de Stirling, incluindo um modelo detalhado do ciclo térmico. O *software* que se usou para fazer os cálculos foi o ambiente *Matlab/Simulink* [7].

1.1 Objetivos

Nesta dissertação abordaremos o motor de Stirling, com o objetivo de estudar a conversão de energia solar em energia mecânica e posteriormente em energia elétrica. Será modelada a conversão de energia solar desde a ótica até à energia elétrica, construindo modelos do sistema de concentração, de transferência de calor para o ciclo, do ciclo de Stirling, mecânico e por fim o modelo do gerador elétrico. Com o modelo global construído, pretende-se estudar o comportamento do sistema em função de alguns parâmetros assim como encontrar pontos ótimos de funcionamento.

1.2 Organização da dissertação

A dissertação divide-se em cinco capítulos, o primeiro onde se faz a introdução ao tema, principalmente à sua história e a trabalhos relacionados com o motor de Stirling. Num segundo capítulo descrevem-se os fundamentos teóricos associados às várias transformações de energia envolvidas num sistema deste tipo. O terceiro capítulo é dedicado à modelação do ciclo de Stirling onde ocorre a conversão da energia térmica para mecânica. Nesse capítulo descrevemos o modelo construído e é feito o estudo do comportamento do ciclo para várias condições diferentes. O quarto capítulo é dedicado à simulação do sistema completo, onde se apresentam os resultados para uma configuração típica

construída. Neste capítulo também é feito o estudo do comportamento do ciclo para diferentes condições de funcionamento. Por fim, no último capítulo são apresentadas as conclusões sobre o trabalho assim como perspectivas de melhoramento e trabalhos futuros.

2 Fundamentos teóricos

Relativamente à conversão de energia solar, ela é tipicamente convertida para fins de uso térmico ou elétrico. No presente trabalho, o objetivo é que a energia final seja na forma elétrica. A transformação da radiação solar em energia elétrica pode ser feita diretamente usando os painéis fotovoltaicos, por exemplo, ou convertendo primeiro em energia térmica e depois em eletricidade, como acontece nos centrais de torre solar, cilindro parabólicos e discos parabólicos acoplados com motores de Stirling. Para fins de utilização final na forma de energia térmica temos os coletores solares térmicos, que são usados para aquecimento de água para uso doméstico ou industrial.

Para a construção dos modelos do sistema com motor de Stirling, é necessário utilizar princípios que descrevem os fenômenos que acontecem nos vários processos de conversão, escrevendo as equações e usando *software* para resolver estas mesmas equações. Na modelação de sistemas óticas já existe *software* dedicado para isso, os quais serão descritos na sessão seguinte. Para modelação de transferência de calor existe também *software* que modela esses processos, mas isso pode ser facilmente modelado com base nos princípios de transferência de calor. A modelação de ciclos termodinâmicos é feita com base nas leis da termodinâmica e de transferência de calor. Para o modelo de conversão mecânica/elétrica usaram-se as equações da mecânica e as leis dos sistemas magnéticos e elétrico.

2.1 Sistemas de concentração da radiação solar

Em termos gerais podemos distinguir os sistemas de concentração em sistemas com um ou dois eixos de seguimento [8]. Os sistemas de seguimento a um eixo concentram os raios solares ao longo de uma linha focal e a dois eixos de seguimento concentram os raios solares num ponto [8]. Além disso, as tecnologias de concentração solar dividem-se em geral em quatro tipos: os helióstatos; concentradores discos parabólicos; concentradores de Fresnel; e cilindro parabólico [9].

2.1.1 Central de torre

Nesta tecnologia são usados vários refletores, distribuídos ao longo de um campo de modo a concentrarem os raios solares numa cavidade, como ilustrada na figura abaixo.

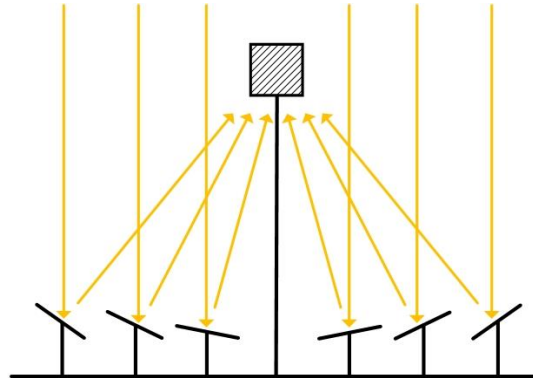


Figura 2.1: Central de torre

A este sistema normalmente é acoplado a um ciclo de Rankine através de um sistema de geração de vapor que depois aciona uma turbina à qual está acoplado um gerador para transformar a energia mecânica em energia elétrica [9].

2.1.2 Disco parabólico

O refletor de disco parabólico é de foco pontual, e tem um seguimento do movimento aparente do sol a dois eixos. Esta geometria de concentração tem normalmente acoplado no foco um motor de Stirling, que converte a energia térmica de alta temperatura em energia mecânica que por sua vez é convertida em energia elétrica através de um gerador elétrico.

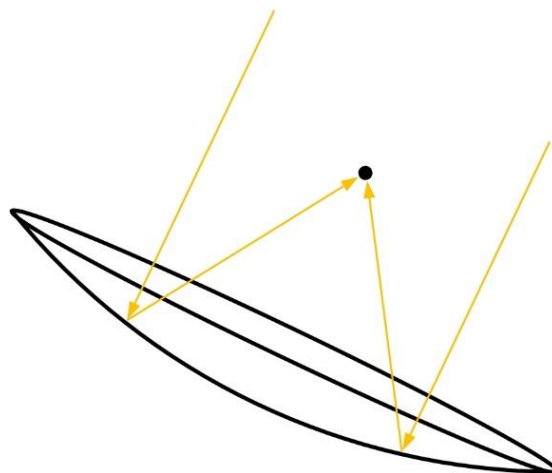


Figura 2.2: Concentrador de disco parabólico

2.1.3 Concentradores de Fresnel

Os concentradores de Fresnel dividem-se em dois tipos: os de lentes e os de refletores lineares de Fresnel [9].

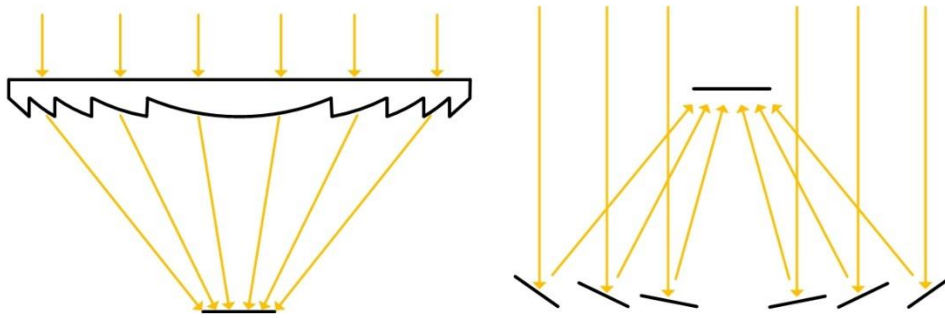


Figura 2.3: Concentradores de Fresnel

A principal vantagem desses tipos de refletores é que necessitam de menos materiais para a sua construção.

2.1.4 Concentrador de cilindro parabólico

Os concentradores de cilindro parabólico concentram os raios solares ao longo de uma linha focal, onde se encontra um tubo por onde escoa um fluido que recebe o calor.

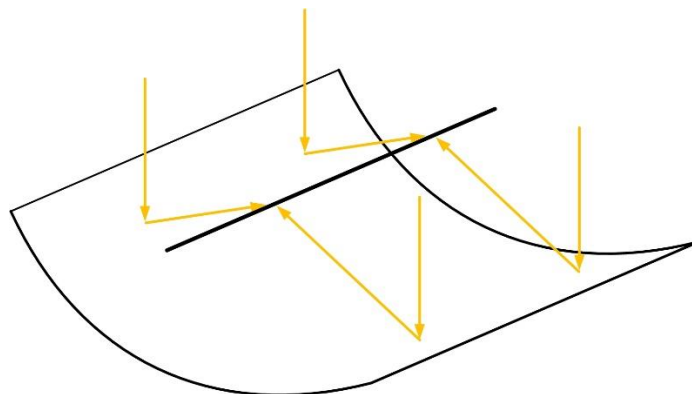


Figura 2.4: Concentrador de cilindro parabólico

Esta tecnologia é usada em centrais de produção de eletricidade [9] e, portanto, normalmente têm a mesma função que as centrais de helióstatos.

2.1.5 Dimensionamento de sistemas de concentração

As dimensões do sistema de concentração dependem do fator de concentração pretendido e, portanto, da temperatura que queremos atingir. O fator de concentração é a razão entre a área de abertura do refletor e a área do recetor

$$C = \frac{\text{Área da abertura}}{\text{Área do recetor}} \quad (2.1)$$

As geometrias parabólicas são as mais usadas nos sistemas de concentração sendo uma parábola definida pela seguinte equação:

$$y = ax^2 + bx + c \quad (2.2)$$

onde a , b e c são parâmetros que definem o aspecto da parábola. No caso de termos uma parábola representada num eixo cartesiano com o vértice na origem, ficamos com:

$$y = ax^2 \quad (2.3)$$

sendo

$$a = \frac{1}{4f} \quad (2.4)$$

e em que f é o foco. Tanto o disco como o cilindro parabólico atrás referido têm secções parabólicas, diferenciando-se no eixo em que é feita a concentração. Definindo o fator de concentração, a área do absorvedor e o foco do concentrador, e conjugando as equações (2.1) e (2.3), conseguem-se saber as dimensões do sistema para o fator de concentração definido, que irá depois estar relacionado com uma temperatura atingida no absorvedor.

2.1.6 *Software* de análise ótica dos sistemas de concentração

O *software* de análise ótica podem dividir-se em duas grandes categorias, os utilizados para analisar e otimizar os sistemas de concentração; e os que são capazes de simular com precisão o fluxo de radiação (energia) no recetor com origem em um ou mais refletores [10]. São várias as possibilidades e que segundo o trabalho de Sebastian Bode [10] são: *SPRAY (MIRVAL)*; *University of Houston field codes (TieSOL)*; *HFLCAL*; *SolTrace*, *Tonatiuh*; *STRAL*; *TieSol*; *ISOS*; *Heliostat Field Layout Design (HFLD)*; *CRS4-2*; *'Biomimetic'*; entre outros. Na Tabela 2.1 estão resumidas as características de cada *software* assim como a sua disponibilidade segundo o mesmo autor.

Tabela 2.1: Sumário de *software de análise ótica* (2012)

Software	Organização	Método de cálculo	Disponibilidade
Spray	DLR	Monte Carlo	Comercial
Soltrace	NREL	Monte Carlo	Livre
Tonatiuh	CENER	Monte Carlo	<i>Open source</i>
STRAL	DLR	Regressivo	Comercial
Tiesol	Tietronix	Regressivo	Comercial
ISOS	Universidade Nacional Autónoma de México	Algoritmo matemático	Comercial
HFLCAL	DLR	Distribuição normal	Comercial
CRS4	CRS4	Tessellation	Indisponível
HFLD	Academia chinesa da ciência	Raio na borda	Comercial
Biomem.	MIT	Biometria	Pendente

Apenas o Tonatiuh [11] e Soltrace [12] são livres e ao mesmo tempo apresentam os requisitos para o que se pretende simular. A principal diferença entre eles é na facilidade de construção das geometrias que o Tonatiuh apresenta em relação ao Soltrace, com a desvantagem de se ter que fazer um pós-processamento dos resultados, enquanto o Soltrace já tem internamente esse pós-processamento.

2.1.7 Análise ótica com o Tonatiuh

Os dois programas escolhidos foram o Tonatiuh e Soltrace, que são os de livre acesso e apresentarem interfaces gráficas. Tendo em conta as vantagens e desvantagens de cada um, como já foi referido, optou-se por usar o Tonatiuh.

O Tonatiuh é um programa *open source* para traçar raios que usa o método de Monte Carlo [13] para fazer a simulação ótica dos sistemas de concentração solar [11]. O pós-processamento dos resultados do Tonatiuh foi feito usando o Matlab e que consistiu no processo descrito de seguida.

Os resultados do Tonatiuh são gravados em ficheiros binários, os quais contêm as coordenadas dos fotões/raios que atingem o concentrador. Desenhando um determinado sistema de concentração e simulando-o para determinadas condições de radiação solar e características dos materiais, os outputs são as coordenadas de cada fotão para cada superfície com uma organização específica, em que o número de coordenadas depende do número de raios utilizados. Depois de obtidas as coordenadas dos fotões ao longo da superfície,

fez-se uma discretização da mesma em pequenas áreas de modo a determinar a distribuição dos fótons, fazendo a sua contagem em cada elemento de área. Por exemplo, consideremos um concentrador que concentra os raios numa superfície plana, em que os fótons estão distribuídos da forma mostrada na Figura 2.5.

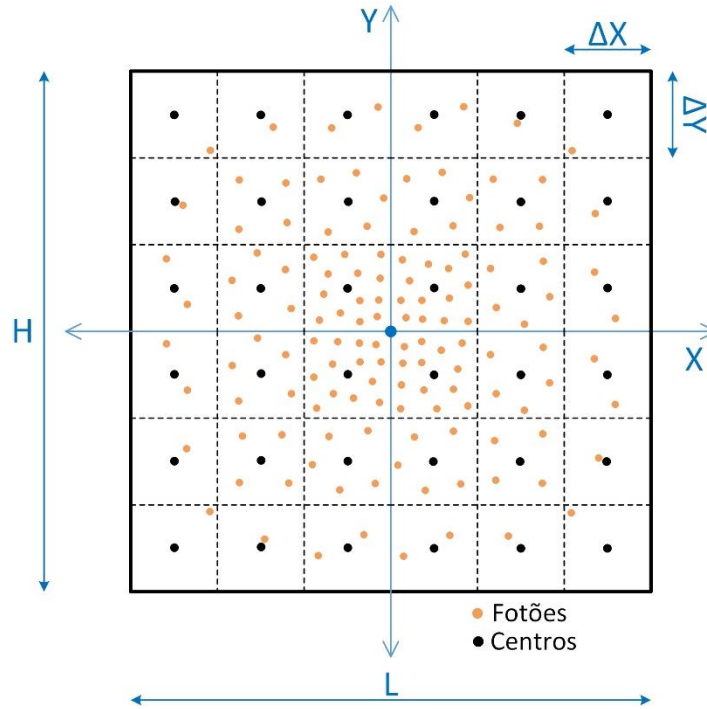


Figura 2.5: Discretização e determinação do fluxo de energia no absorsor

Implementando o código desenvolvido para fazer a contagem dos fótons ($N_{fot\Box}$) em cada área discretizada (A_{\Box}) e sabendo a potência de cada fóton (P_{fot} , valor dado pelo Tonatiuh), consegue-se saber o fluxo de radiação ao longo da superfície para uma determinada discretização. Fazendo

$$\Delta X = \frac{L}{n_x} \quad (2.5)$$

$$\Delta Y = \frac{H}{n_y} \quad (2.6)$$

onde n_x e n_y são, respetivamente, o numero de divisões segundo x e segundo y , a área de cada elemento é definida como:

$$A_{\Box} = \Delta X \Delta Y \quad (2.7)$$

O fluxo de energia (F) em cada elemento de área é dado por:

$$F = \frac{N_{fot\Box} P_{fot}}{A_{\Box}} \quad (2.8)$$

Neste caso o recetor só tem duas coordenadas (x, y), mas no caso do recetor cilindro existem três coordenadas (x, y, z), como mostra a figura seguinte

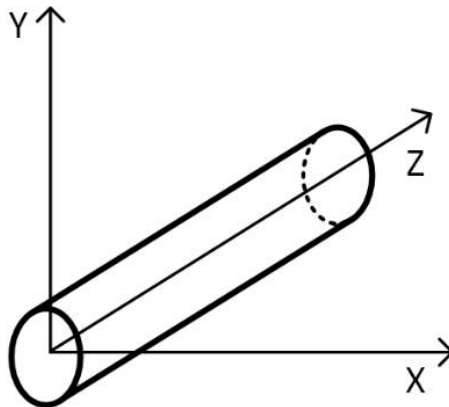


Figura 2.6: Recetor cilíndrico

No caso do cilindro, são obtidas as coordenadas xyz de cada fotão. Deste modo, antes de fazer o processo de contagem de fotões é necessário converter de três para duas coordenadas, isto é, transformar as coordenadas ao longo do cilindro em duas dimensões, num plano, considerando a profundidade do cilindro e o comprimento de arco em função de x e y :

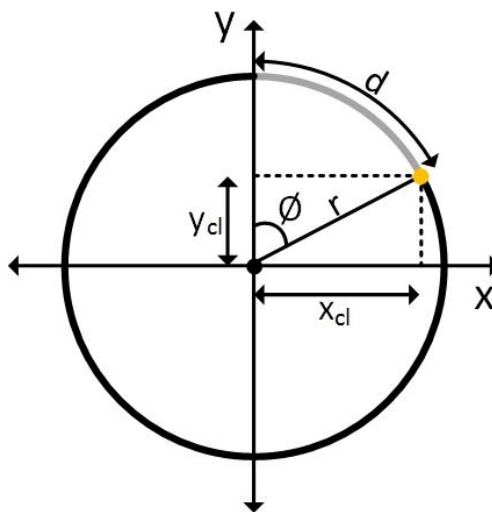


Figura 2.7: Comprimento de arco num recetor cilíndrico

O comprimento de arco d é definido como:

$$d = \varnothing r = \tan^{-1} \left(\frac{x_{cl}}{y_{cl}} \right) r \quad (2.9)$$

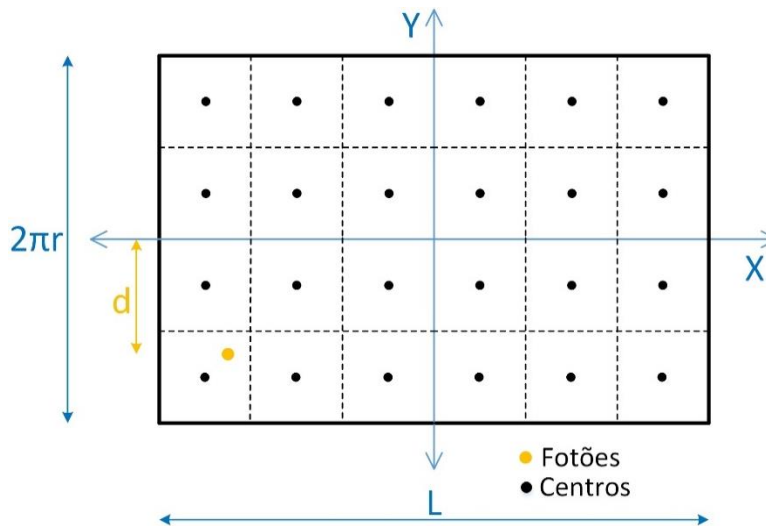


Figura 2.8: Discretização da superfície do receptor cilíndrico

Usando a equação (2.9) obtém-se o comprimento do arco centrado na origem do referencial, como está representado na Figura 2.8. Com as coordenadas em duas dimensões, o cálculo do fluxo é feito usando o método acima descrito. A questão que se tem que ter em consideração é a conjugação entre o número de fótons que atingem o absorvedor e a discretização da área, para ter uma distribuição do fluxo mais precisa, ou seja, para ter uma melhor análise tem que se discretizar o sistema tendo em conta o número de raios.

2.1.8 Comparação entre o *software* Tonatiuh e Soltrace

De modo a comparar e validar o modelo de pós-processamento construído para o *output* do Tonatiuh com o Soltrace, analisou-se uma geometria de concentração cilindro parabólico para as mesmas condições de radiação, geométricas e de materiais. As condições de radiação utilizadas foram as de fonte pontual (ideal) e os materiais considerados ideais.

Tabela 2.2: Parâmetros usados para comparação entre o *software* Tonatiuh e Soltrace

Fator de concentração (C)	20
Raio do absorvedor (m)	0.015
Comprimento do absorvedor (m)	2
Foco (m)	0.8
DNI (Wm^{-2})	1000
Número de raios (Tonatiuh)	40000000

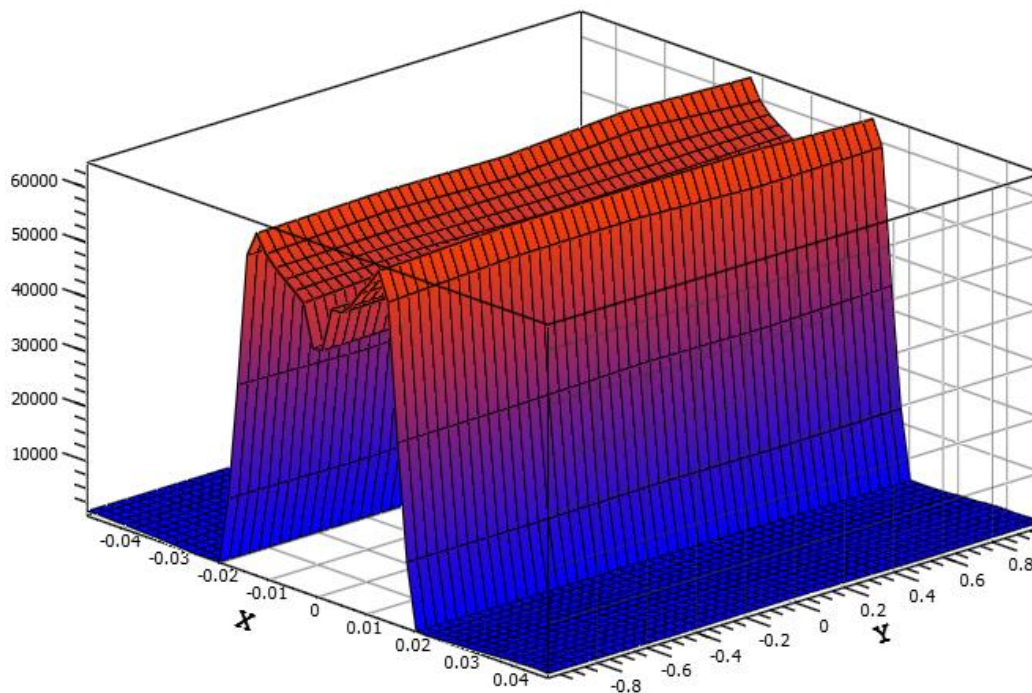


Figura 2.9: Resultados do Soltrace para caso de teste

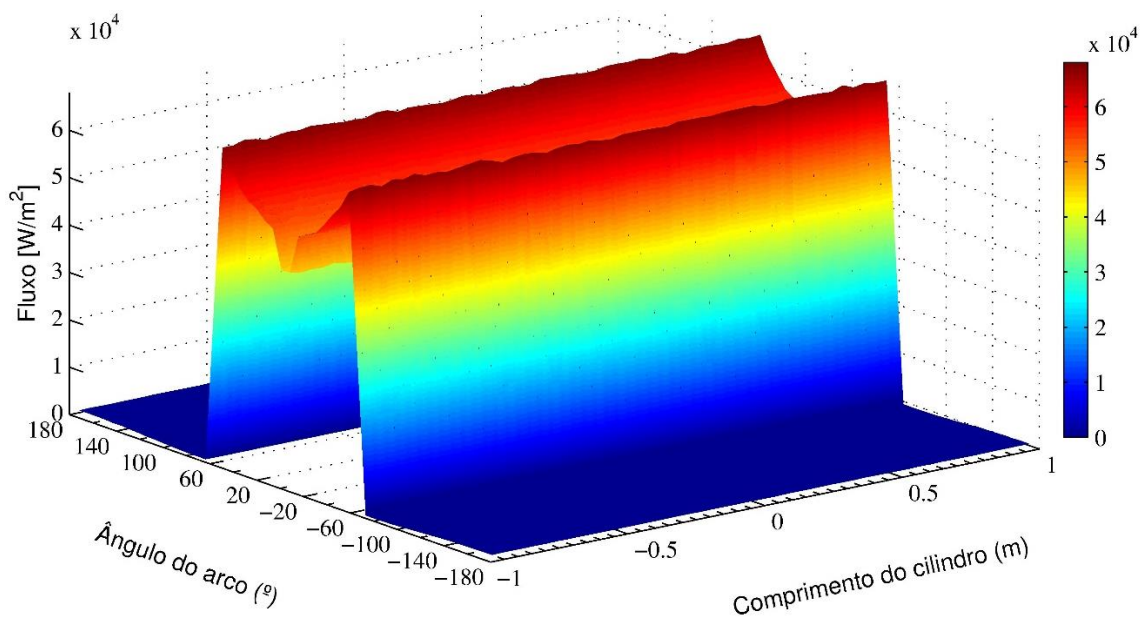


Figura 2.10: Resultado do Tonatiuh (pós-processamento) para caso de teste

Confrontando os resultados do Soltrace com o que se construiu no Tonatiuh, podemos ver que para a discretização feita a distribuição do fluxo é semelhante com a do Soltrace, apresentando uma boa concordância entre si. No *output* do Tonatiuh fez-se a representação do fluxo em função do ângulo do arco, mas que é diretamente proporcional ao comprimento de arco como está representada no caso do Soltrace.

Tabela 2.3: Comparação dos resultados do Tonatiuh e do Soltrace

Parâmetros	Soltrace	Tonatiuh
Potência total no absorsor (W)	3770.96	3769.90
Fluxo máximo (Wm ⁻²)	67446.6	68018

Como podemos observar pela Tabela 2.3, a potência total no sistema nos dois casos é ligeiramente diferente, com um desvio inferior a 0.03%, que pode estar relacionado com o facto do Soltrace fazer os cálculos internamente, e do modo de definir o número de raios a usar nos dois programas ser feito de formas diferentes, sendo que isso afeta a representação da distribuição do fluxo. Para ter uma representação de fluxo mais concordante com Soltrace teria que se perceber melhor como é que funcionam internamente as análises estatísticas dos raios. Como é possível observar, o fluxo máximo apresentado na Tabela 2.3 tem uma diferença em comparação com a discretização que foi feita no Tonatiuh, mas essa diferença existe devido pela mesma razão de não se saber como é feita internamente a discretização no Soltrace, mas o importante é que se comprovou que o modelo de pós-processamento do output do Tonatiuh está correto sendo que a potência total calculada no absorsor pelos dois programas é praticamente igual.

2.2 Transferência de calor

A transferência de calor é a área da física que estuda a transferência de energia entre corpos causada por diferenças de temperaturas. Existem três modos de transferência de calor: condução, convecção e radiação [14].

2.2.1 Transferência de calor por condução

Acontece quando existe um gradiente de temperatura num corpo provocando a existência de transferência de energia da região com alta temperatura para a região com baixa temperatura. Quando isso acontece, a energia é transferida por condução de acordo com a lei de Fourier da condução de calor [14]:

$$q = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.10)$$

onde q (W) é a taxa de transferência de calor, $\partial T / \partial x$ (Km⁻¹) é o gradiente de temperatura, k (Wm⁻¹K⁻¹) é a condutividade térmica do material e A (m²) é a área.

Os fenômenos físicos de condução de calor podem ser descritos de acordo com três categorias, que são: condução unidimensional em regime permanente; multidimensional em regime permanente; e por fim o regime transitório [14].

2.2.2 Transferência de calor por convecção

Neste caso o calor é transferido para um fluido através de um processo de convecção, descrito através da lei de Newton do arrefecimento [14]:

$$q = hA(T_w - T_\infty) \quad (2.11)$$

onde o h ($Wm^{-2}K^{-1}$) é o coeficiente de transferência de calor por convecção, A (m^2) é a área de transferência de calor, T_w e T_∞ (K) são, respetivamente, a temperatura da superfície e do fluido. Na transferência de calor por convecção temos dois tipos de convecção: natural e forçada [14], em que h depende do tipo de processo e da geometria do problema.

2.2.3 Transferência de calor por radiação

No caso da transferência de calor por radiação é possível haver transferência de calor sem a presença de um meio material, quer sólido quer fluido. Neste caso, a transferência líquida de energia entre duas superfícies é feita através de radiação eletromagnética devido a diferenças de temperatura. A lei de Stefan-Boltzmann descreve essa transferência da radiação térmica, que na forma da equação (2.12) é válida apenas para corpos negros, mas que pode ser reescrita para os outros tipos de corpos [14]:

$$q_{12} = \sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4) F_{12} \quad (2.12)$$

onde σ ($Wm^{-2}K^{-4}$) é o constante de Stefan-Boltzmann, A_1 é a área (m^2), T_1 e T_2 são as temperaturas das superfícies (K), e F_{12} é o factor de vista entre as superfícies 1 e 2.

2.2.4 Permutadores de calor

Permutadores de calor são equipamentos que transferem calor por condução e convecção entre dois fluidos ou entre uma superfície e um fluido. Existem três classificações: os permutadores de contracorrentes, onde os fluidos passam no permutador em sentidos opostos; os de correntes paralelas onde os fluidos passam no permutador no mesmo sentido, e os de correntes cruzadas. Na figura

seguinte temos a representação dos perfis de temperaturas em função da distância percorrida no permutador para os dois primeiros casos.

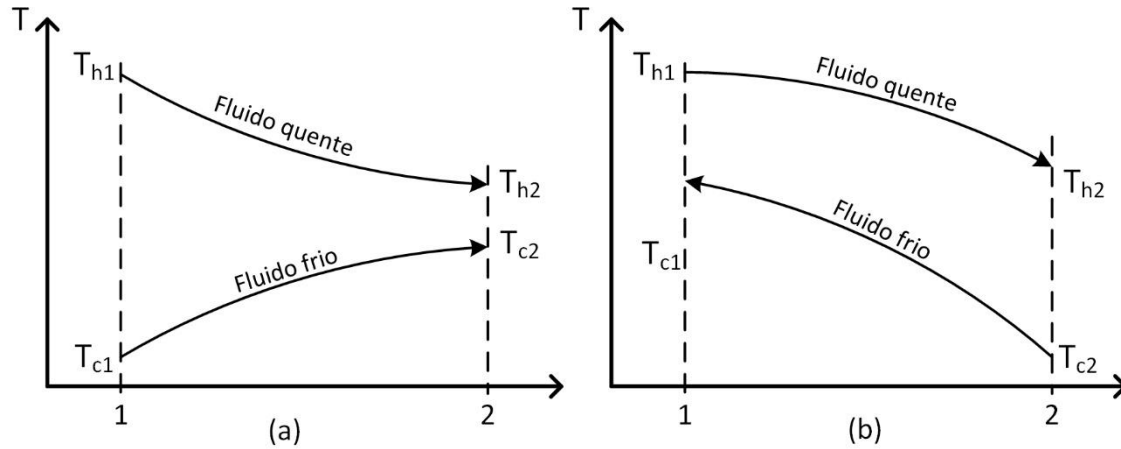


Figura 2.11: Permutadores (a) de correntes paralelas e (b) contracorrente

Para além do tipo de permutador, as variações das temperaturas dos fluidos ao longo do permutador depende do caudal e da capacidade térmica mássica dos fluidos em questão. A eficiência do permutador é definida como:

$$\varepsilon = \frac{\text{Troca de calor real}}{\text{Troca de calor máxima possível}} \quad (2.13)$$

Para os casos acima, a troca de calor real é obtida, respetivamente, para correntes paralelas e contracorrentes, como:

$$q = \dot{m}_h c_h (T_{h1} - T_{h2}) = \dot{m}_c c_c (T_{c2} - T_{c1}) \quad (2.14)$$

$$q = \dot{m}_h c_h (T_{h1} - T_{h2}) = \dot{m}_c c_c (T_{c1} - T_{c2}) \quad (2.15)$$

em que \dot{m} é o caudal e c é a capacidade térmica mássica. A troca de calor máxima possível seria alcançada se um dos fluidos sofresse uma variação de temperatura igual à máxima diferença de temperaturas presente no permutador. A diferença máxima ocorre no fluido que têm menor $\dot{m}c$ sendo que, pela conservação da energia, a energia cedida por um dos fluidos é igual à que recebe [14], logo a máxima troca de calor possível é definido como:

$$q_{max} = (\dot{m}c)_{min} (T_{h-entrada} - T_{c-entrada}) \quad (2.16)$$

Assim, para o caso de correntes paralelas e contracorrentes a eficiência do permutador é definida, respetivamente como:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_h c_h (T_{h1} - T_{h2})}{(\dot{m}c)_{min} (T_{h1} - T_{c1})} = \frac{\dot{m}_c c_c (T_{c2} - T_{c1})}{(\dot{m}c)_{min} (T_{h1} - T_{c1})} \quad (2.17)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_h c_h (T_{h1} - T_{h2})}{(\dot{m}c)_{min} (T_{h1} - T_{c2})} = \frac{\dot{m}_c c_c (T_{c1} - T_{c2})}{(\dot{m}c)_{min} (T_{h1} - T_{c2})} \quad (2.18)$$

Se o produto do caudal com a capacidade térmica mássica forem iguais para os dois fluidos, a eficiência do permutador depende idealmente apenas das temperaturas.

2.3 Ciclo de Stirling

Robert Stirling, o inventor do motor de Stirling, nasceu a 25 de Outubro de 1790 na Escócia, morreu a 6 de junho de 1878 [1]. O que provavelmente motivou Stirling a fazer esta invenção foi que na altura haviam bastantes explosões das caldeiras das máquinas a vapor, e portanto, queria inventar uma máquina térmica sem caldeira [1].

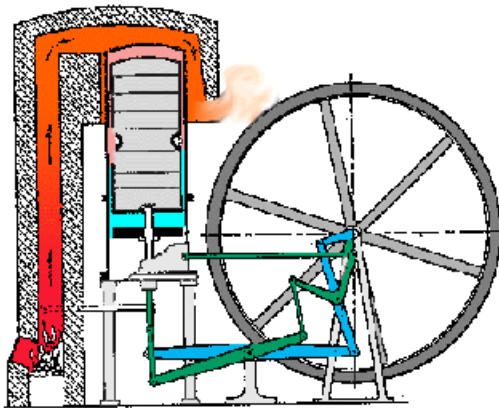


Figura 2.12: Modelo da patente do motor de Stirling 1816 [1]

O motor é composto principalmente por um pistão e um deslocador (o maior na figura e que está mais perto da fonte quente) desfasados de cerca de 90° , alojados num cilindro que os envolve, e uma zona de aquecimento e outra de arrefecimento.

2.3.1 Funcionamento

O funcionamento do motor é relativamente simples. A combustão ou fonte quente é externa, o sistema é fechado e o interior contém um fluido de trabalho submetido a um ciclo composto por, no caso ideal, quatro fases (Figura 2.13):

- Expansão isotérmica (C-D) \Rightarrow Neste processo o fluido de trabalho recebe energia e realiza trabalho a temperatura constante.
- Arrefecimento isocórico (D-A) \Rightarrow Neste processo o fluido liberta calor para a fonte fria a volume constante.
- Compressão isotérmica (A-B) \Rightarrow Durante esta fase o fluido recebe trabalho e cede energia térmica para a fonte fria a temperatura constante.

- Aquecimento isocórico (B-C) \Rightarrow Nesta fase o fluido de trabalho recebe energia térmica a volume constante.

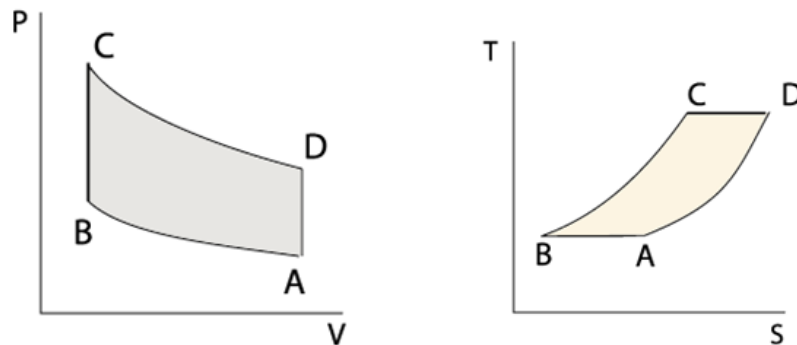


Figura 2.13: Diagrama P-V e T-S do ciclo de Stirling

O fluido de trabalho que normalmente se utiliza nos modelos mais simples é o ar e para os modelos de mais alta potência são utilizados o hélio ou o hidrogénio [15].

As principais vantagens do motor de Stirling são [1]:

- Silencioso durante a operação \rightarrow A combustão ou fonte quente é contínua e fora do cilindro.
- Alta eficiência \rightarrow Devido à natureza do ciclo e por o regenerador aumentar a eficiência do motor.
- Versátil relativamente a fontes de energia – Pode usar várias fontes de energia, incluindo a energia solar.
- Segurança e fácil manutenção \rightarrow Devido à sua tecnologia simples, faz com que tenha uma alta rentabilidade e que seja de fácil manutenção.
- Diversidade de uso \rightarrow Devido à sua adaptabilidade e diversidade de fontes de calor.

Desvantagens [1]

- O preço \rightarrow Seu custo é um problema pois ainda não é competitivo com as outras tecnologias já estabilizadas.
- O desconhecimento da sua existência \rightarrow É desconhecido de grande parte do público em geral, sendo necessário promovê-lo.
- O problema de isolamento \rightarrow É difícil de resolver o problema de isolamento no caso de querer ter altas pressões.

- Falta de flexibilidade → É difícil obter uma variação rápida de potência com este motor.

Uma das principais utilizações do motor de Stirling é no aproveitamento de energia solar, e o seu uso nessa área tem vindo a aumentar. Na figura seguinte temos um exemplo de um sistema de concentração que no foco tem um motor de Stirling.



Figura 2.14: Motor de Stirling com disco parabólico [16]

2.3.2 Tipos de motores de Stirling

Os motores de Stirling dividem-se em três tipos, de acordo com a disposição do deslocador e do pistão, e que são: *alpha*; *beta*; e *gamma*. Estas configurações têm o convencional pistão, eixo de ligação e o cilindro, mas a configuração *beta* e *gamma* têm um pistão e um deslocador [17].

- *Alpha* ⇒ Esta configuração contém dois pistões em cilindros separados, um está do lado da fonte quente e o outro da fonte fria. Esta é a mais simples das configurações e proporciona um alto isolamento térmico [4]. Possui a desvantagem que tanto o pistão do cilindro quente como o do cilindro frio têm que ter isolamento para conter o fluido de trabalho.

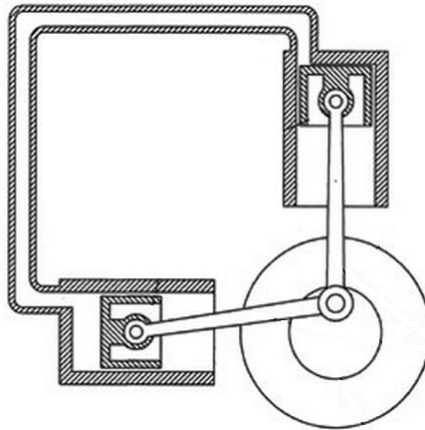


Figura 2.15: Configuração *alpha* do motor de Stirling (adaptado de [17])

- *Beta* \Rightarrow Esta configuração é a configuração clássica, possui um único pistão juntamente com um deslocador no mesmo cilindro. O objetivo do deslocador é o de mover o fluido de trabalho entre a fonte quente e a fonte fria [4].

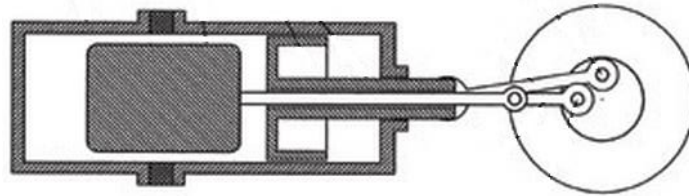


Figura 2.16: Configuração *beta* do motor de Stirling (adaptado de [17])

- *Gamma* \Rightarrow Esta configuração é semelhante à beta, a diferença é que tem o pistão e o deslocador em cilindros separados. Apresenta as mesmas vantagens que a configuração beta, e inclusive possui uma parte mecânica mais simples. É mais apropriado para aplicações de múltiplos cilindros [4].

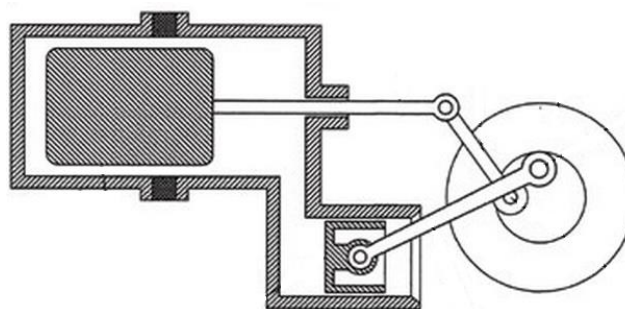


Figura 2.17: Configuração *gamma* do motor de Stirling (adaptado de [17])

2.3.3 Regeneradores

Uma das formas de aumentar a eficiência dos motores de Stirling é a utilização de regeneradores. O regenerador é um permutador de calor e localiza-se entre a zona de compressão (zona fria) e a zona de expansão (zona quente), isto é, na zona de passagem do fluido de trabalho. Quando o gás passa da zona de

expansão para a zona de compressão liberta calor de acordo com uma determinada eficiência para a parede ou matriz metálica do regenerador e, no sentido oposto, absorve uma parte do calor que tinha sido armazenado no outro semi-ciclo. Com o regenerador estamos a reaproveitar uma parte do calor que iria ser rejeitado para a fonte fria, melhorando assim a eficiência do motor. Podemos ver na figura seguinte exemplo de regeneradores acoplados a cada uma das configurações.

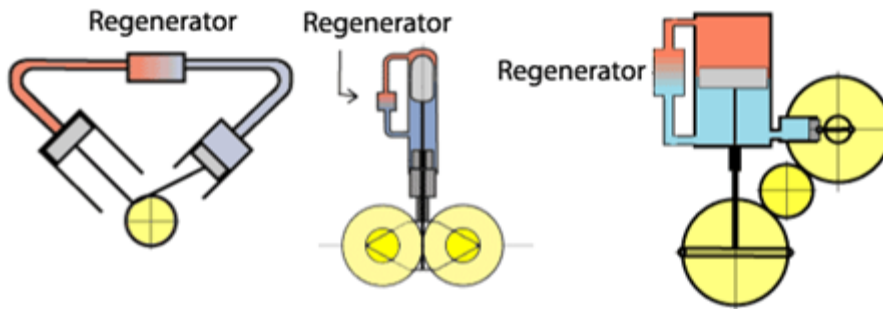


Figura 2.18: Utilização de regenerados em motores de Stirling [1]

2.3.4 Leis da termodinâmica e ciclos de máquinas térmicas

A termodinâmica procura explicar os processos de transformação de energia de forma macroscópica. Para definir as condições de um sistema fechado é necessário conhecer os valores das variáveis de estado, entre os quais a pressão, volume, massa e temperatura. A equação de estado dos gases ideais relaciona essas quatro grandezas da seguinte forma:

$$PV = n_t RT \quad (2.19)$$

onde P é a pressão, V o volume, n_t o número de moles, R constante dos gases ideais e T a temperatura. Nos sistemas fechados apenas a aplicação de trabalho ou calor pode mudar o estado do sistema ou, vice-versa, a alteração do estado do sistema implica a troca de trabalho ou calor com a vizinhança [18]. A termodinâmica expressa-se em duas leis:

⇒ Primeira lei da termodinâmica

Que relaciona calor e trabalho com a energia interna do sistema da seguinte forma:

$$dU = dQ + dW \quad (2.20)$$

em que a variação da energia interna de um sistema depende da troca de calor e de trabalho com a vizinhança [18], sendo essa variação igual a

$$dU = mc_v \frac{dT}{dt} \quad (2.21)$$

O trabalho trocado com o exterior é dado por:

$$dW = -PdV \quad (2.22)$$

⇒ Segunda lei da termodinâmica

A segunda lei da termodinâmica estabelece que nos processos termodinâmicos naturais há um aumento da entropia total dos sistemas [18], onde a variação de entropia é definida como:

$$dS = \frac{dQ}{T} \quad (2.23)$$

sendo S a entropia e Q o calor trocado à temperatura T .

A eficiência das máquinas térmicas está limitada pelo teorema de Carnot. O Ciclo de Carnot é a máquina térmica mais eficiente possível, e consiste em dois processos reversíveis isotérmicos e adiabáticos [18].

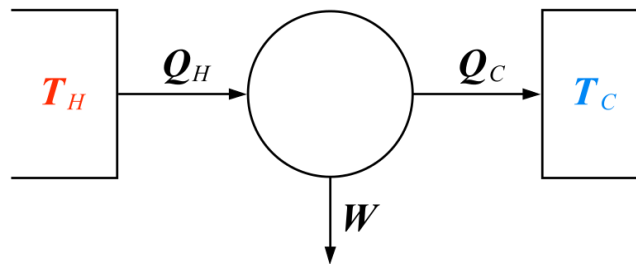


Figura 2.19: Máquina térmica

Fazendo o balanço de energia no sistema temos:

$$Q_H = W + Q_C \quad (2.24)$$

sendo a eficiência do sistema definida como:

$$\eta = \frac{W}{Q_H} = 1 - \frac{Q_C}{Q_H} \quad (2.25)$$

Para o caso ideal do ciclo de Carnot a eficiência é dada por:

$$\eta = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (2.26)$$

em que T_C e T_H são as temperaturas da fonte fria e da fonte quente, respetivamente. Desta forma a eficiência de Carnot dá o valor limite que se pode ter quando se está a extrair trabalho entre as duas temperaturas T_H e T_C .

2.4 Gerador elétrico

Os geradores elétricos têm como função converter energia mecânica em energia elétrica. Um gerador simples é formado por um campo magnético, condutores que giram no campo magnético e uma forma de manter uma ligação elétrica contínua aos condutores.

O tipo de gerador aqui apresentado é o gerador trifásico síncrono de ímanes permanentes. Este gerador é caracterizado por a excitação do campo ser feita por ímanes permanentes em vez de uma bobine [19]. O facto de ser síncrono significa que o rotor e o campo magnético têm a mesma velocidade de sincronismo [19]. Um sistema trifásico é uma combinação de três sistemas monofásicos, em que o gerador cria três quedas de tensões iguais, cada uma desfasada de um ângulo de 120° entre si. Nos sistemas trifásicos os enrolamentos e as cargas podem ser ligados em estrela se as três fases forem ligadas a um ponto neutro comum, ou em triângulo quando estão ligados para formar um circuito fechado.

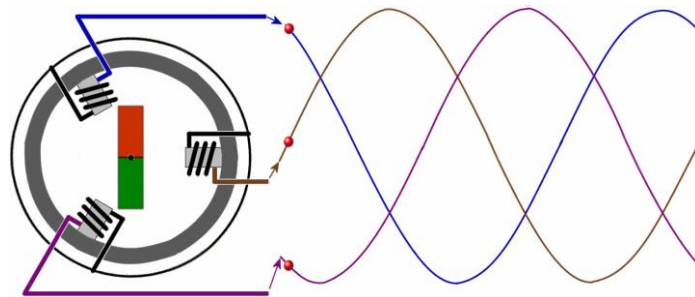


Figura 2.20: Gerador síncrono de ímanes permanente [20]

O gerador é composto principalmente por um rotor associado ao íman permanente e um estator que contém os enrolamentos. Aplicando uma força externa de modo a rodar o rotor, varia-se o fluxo de campo magnético, o que irá induzir uma corrente nos enrolamentos. A frequência da corrente gerada depende do número de polos do gerador e da velocidade de rotação do rotor.

3 Modelação do ciclo de Stirling

Este capítulo apresenta a construção do modelo do ciclo de Stirling, que é onde ocorre a conversão de energia térmica em mecânica. Segundo o curso lecionado na universidade de Ohio [4], a análise do ciclo de Stirling pode ser feita através de uma análise ideal isotérmica, adiabática ou simples. A primeira análise do ciclo de Stirling foi feita 50 anos após a sua invenção por Schmidt [21]. Schmidt considerou que a zona de compressão e a fonte fria são mantidas a uma temperatura baixa e constante e a zona de expansão e a fonte quente são mantidas a uma temperatura elevada e constante [21]. Também assumiu uma variação sinusoidal do volume em função da posição angular, e com isso, calculava a pressão em função do volume.

A análise ideal isotérmica assume que a zona de expansão e compressão são mantidas, respetivamente, às temperaturas da fonte quente e da fonte fria e, portanto, a transferência de calor nessas fontes são perfeitamente eficazes [4]. Com essa simplificação é possível obter expressões simples que descrevem o sistema. Na verdade o comportamento do motor Stirling está mais próxima de ser adiabática do que isotérmica. Finkelstein [21] em 1960 introduziu uma análise não isotérmica, onde incluiu a transferência de calor para o fluido de trabalho por convecção [21] e também introduziu o conceito da temperatura condicional, dependendo do sentido do movimento do fluido entre as câmaras do motor.

A análise ideal adiabática considera que a zona de compressão e expansão são adiabáticas em que nenhum calor é trocado com a vizinhança durante as transformações [4] e que o calor do lado quente e do lado frio é transferido em permutadores localizados antes das câmaras. Nessa análise apresenta-se um modelo simples para o regenerador assim como para a queda de pressão no mesmo.

Para a análise do ciclo de Stirling procedeu-se à escrita das equações que descrevem o comportamento do sistema em função das várias grandezas geométricas e termodinâmicas do ciclo. No processo de construção do modelo, começou-se por um mais simples, que descrevia um comportamento médio do sistema, que foi sendo melhorado. A fase de construção passou por dois modelos intermédios (A e B) até a versão final (modelo C).

a) Modelo A

O modelo A foi construído com base no trabalho de *Medhdi Zareian Jahromi et. al*, [2] que simula uma configuração *gamma* do motor. O modelo baseia-se na entropia, temperatura e pressão média do sistema como um conjunto e, portanto, não divide o sistema por câmaras. Neste modelo não se considera o regenerador. As equações deste modelo estão resumidas no anexo 1.

b) Modelo B

Neste modelo dividiu-se o motor em duas câmaras a cada uma das quais se aplicou a lei da conservação de energia, de conservação da massa e a equação de estado, desprezando-se o volume do regenerador. Com esta simplificação a convergência do método de solução do sistema de equações é mais rápida e tem menos problemas de estabilização, sendo que o volume no regenerador é relativamente pequeno. O sistema de equações deste modelo está resumido no anexo 2.

c) Modelo C

O modelo C é mais detalhado, sendo que nesse não se despreza o volume no regenerador, assim como se contabiliza a variação de massa no mesmo. Desse ponto de vista este modelo é melhor, sendo que em algumas fontes consultadas não consideram estes processos. Ainda neste modelo relacionou-se a temperatura média do regenerador com a massa de gás no mesmo e com a pressão, ao contrário de alguns modelos onde a temperatura média do regenerador é definida como uma média logarítmica das temperaturas do fluido de trabalho que sai ou entra no regenerador. Foram feitas algumas simplificações, mas devidamente justificadas que serão explicadas ao longo da descrição do modelo. Foi este o modelo utilizado para fazer todas as simulações apresentadas nessa dissertação.

3.1 Geometria e dimensões do motor de Stirling

A configuração aqui estudada foi a beta e para conseguir modelar o sistema é preciso definir as variáveis geométricas. Como pode ser observado na Figura 3.1 a posição do pistão e do deslocador dependem da posição do braço sobre a roda volante. Tendo a posição de cada um consegue-se calcular o volume de cada câmara em função da posição angular da roda.

Com base na análise da geometria, as equações para as diversas variáveis em função da posição angular θ são:

$$X_f = \sqrt{l_{fp}^2 - (r_{fp}\cos(\theta))^2} - r_{fp}\sin(\theta) \quad (3.1)$$

$$H_f = \sqrt{l_{fd}^2 - (r_{fd}\cos(\theta + \Psi))^2} - r_{fd}\sin(\theta + \Psi) \quad (3.2)$$

$$y_T = l_{fd} + r_{fd} + y_{ld} + z_e \quad (3.3)$$

$$H_{cl} = y_T - (H_f + y_{ld}) \quad (3.4)$$

$$y_l = y_{ld} - y_d \quad (3.5)$$

$$X_{cl} = H_f + y_l - (X_r + y_p) \quad (3.6)$$

$$V_r = \pi(r_c^2 - (r_c - e_r)^2)y_d \quad (3.7)$$

$$V_e = \pi r_c^2 H_{cl} \quad (3.8)$$

$$V_c = \pi r_c^2 X_{cl} \quad (3.9)$$

$$y_0 = l_{fp} - r_{fp} \quad (3.10)$$

em que V_e , V_c e V_r são, respetivamente, o volume das câmaras de expansão, de compressão e do regenerador. Para que o motor funcione é preciso impor algumas restrições geométricas. A principal é garantir que para as dimensões utilizadas o pistão e o cilindro não se embatem.

$$X_f + y_p < H_f + y_l \quad (3.11)$$

Uma outra condição que se tem que ter em conta é o comprimento do cilindro, de modo a que o deslocador não embata no topo do cilindro. No modelo construído, a altura total do sistema é calculada em função das outras grandezas de modo a que isso não aconteça.

Nesta configuração o braço do pistão está ligado junto à sua base e, portanto, é preciso garantir que a articulação do braço do deslocador não embata na base do pistão.

$$X_f > H_f \quad (3.12)$$

De modo a ter mais controlo das dimensões, estabeleceram-se ainda mais duas condições, que permitem garantir que as articulações dos braços do pistão e do deslocador não se sobreponham ou embatem na roda.

$$l_{fp} > r_f + r_{fp} \quad e \quad l_{fd} > r_f + r_{fd} \quad (3.13)$$

Segundo o método aqui usado, as grandezas que se têm que definir tendo em conta as restrições acima descritas são: $r_f, r_{fd}, r_{fp}, l_{fd}, l_{fp}, r_f, \Psi, y_p, y_d, y_{ld}, z_e, e_r$ e e_x . A preferência em definir y_{ld} é que se torna mais fácil ajustar o y_d de modo a ter o volume morto pretendido na zona de compressão. O z_c dependerá das dimensões usadas e todas as outras dimensões são calculadas em função dessas. Com o modelo geométrico construído, é possível calcular os volumes de cada câmara em função do θ , que depois serão necessários no modelo termodinâmico.

3.2 Ciclo termodinâmico

Para modelar o ciclo, dividiu-se o motor em três câmaras: a de expansão; o regenerador e a de compressão, onde se aplicou para cada uma a lei da conservação de energia, a equação de estado e, para o sistema global, a conservação da massa.

$$m_T = m_e + m_r + m_c \quad (3.14)$$

Entre as três câmaras temos troca de calor e de massa entre si dependendo das condições em cada câmara e da posição e velocidade do pistão e do deslocador. Para a zona de expansão e compressão temos troca de calor e trabalho com a vizinhança. De uma forma geral, a equação da energia tem a seguinte forma:

Taxa de variação da energia interna	=	Taxa de transferência de calor	-	Taxa de trabalho realizado ou recebido	+	Taxa de entrada de entalpia	+	Taxa de entrada de energia cinética
--	---	--------------------------------------	---	---	---	-----------------------------------	---	--

Usando as equações da termodinâmica e transferência de calor descritas no segundo capítulo, temos que para cada câmara o balanço de energia resulta em:

$$c_v \frac{d(mT)}{dt} = \frac{(T_0 - T)}{R} - \bar{P} \frac{dV}{dt} + \frac{dm}{dt} \left(c_p T_{io} + \frac{v^2}{2} \right) \quad (3.15)$$

onde o m e T são, respetivamente, a massa e a temperatura da câmara, T_0 é a temperatura da fonte de onde recebe ou para onde cede calor com uma determinada resistência térmica R , \bar{P} é a pressão dentro do motor, T_{io} é a temperatura do gás que entra ou sai da câmara e v é velocidade de entrada ou saída do fluido. Neste caso considera-se que a capacidade térmica mássica do

gás é constante. A pressão \bar{P} no interior do motor é estimada para o instante médio de um intervalo de tempo Δt , dada por:

$$\bar{P} = P + \frac{dP \Delta t}{2} \quad (3.16)$$

em que Δt é o passo de tempo de solução das equações. Para fechar o sistema de equações é utilizada a equação de estado dos gases ideais.

3.2.1 Análise do regenerador

Um regenerador pode ser analisado como um permutador de calor de contracorrente [22], sendo que o movimento do fluido no regenerador é relativamente rápido, isto é, apesar de o fluxo do fluido de trabalho quente e frio serem em instantes diferentes, este movimento é bastante rápido. Durante uma parte do ciclo, o fluido quente que vem da zona de expansão cede calor para a parede do regenerador e na segunda parte do ciclo quando vem da zona de compressão com uma temperatura mais baixa recebe calor. A transferência de calor entre o fluido e a parede do regenerador no conjunto dos dois semi-ciclos é feito com uma determinada eficiência, ε .

O modelo do regenerador aqui desenvolvido é um modelo simples em que os perfis de temperatura foram considerado lineares, portanto, assumiu-se que a temperatura da parede do regenerador assim como do fluido que lá passa variam linearmente ao longo do comprimento do regenerador [22].

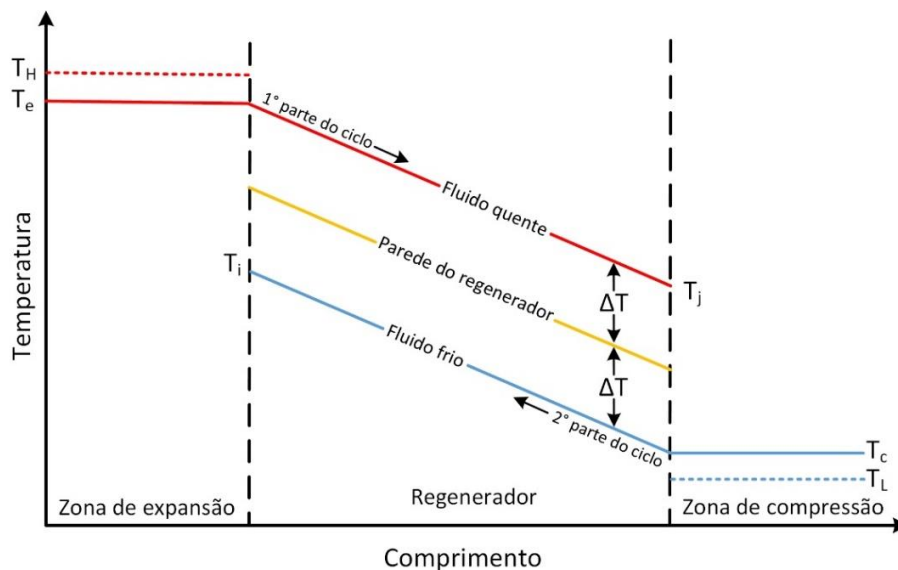


Figura 3.2: Perfil de temperatura no regenerador

Além disso, as temperaturas nas câmaras oscilam ao longo do ciclo fazendo com que estes perfis não sejam constantes. Para este caso, usando a definição da

eficiência do regenerador e assumindo que o $\dot{m}c$ é aproximadamente igual para as duas partes do ciclo, que é uma boa aproximação sabendo que é sempre o mesmo fluido, e o caudal médio nas duas partes do ciclo são semelhantes, temos que:

$$\varepsilon = \frac{T_e - T_j}{T_e - T_c} = \frac{T_i - T_c}{T_e - T_c} \quad (3.17)$$

Sabendo que

$$T_c = T_j - 2\Delta T \quad (3.18)$$

e combinando estas duas equações obtemos

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + 2\Delta T / (T_e - T_j)} \quad (3.19)$$

Para um regenerador adiabático, a variação de entalpia no fluido quente é igual ao calor transferido pelas paredes do regenerador [22].

$$Q = \dot{m}_m c_p (T_e - T_j) = A_r h_r \Delta T \quad (3.20)$$

em que A_r é a área do regenerador e h_r é o coeficiente de transferência de calor. Por outro lado, pela definição de NTU (número de unidade de transferência de calor), e utilizando a equação (3.20), temos que:

$$NTU = \frac{A_r h_r}{\dot{m}_m c_p} = \frac{T_e - T_j}{\Delta T} \quad (3.21)$$

Relacionando a equação (3.21) com (3.19) obtém-se

$$A_r h_r = \frac{2\varepsilon}{1 - \varepsilon} \dot{m}_m c_p \quad (3.22)$$

sendo então o calor trocado no regenerador dado por

$$Q = A_r h_r \Delta T = \frac{2\varepsilon}{1 - \varepsilon} \dot{m}_m c_p \Delta T \quad (3.23)$$

Assim é possível descrever o calor transferido no regenerador sem entrar com a área do regenerador e com o coeficiente de transferência de calor, sendo descrito apenas em função da eficiência do regenerador.

Tendo em conta a variação linear considerada no perfil acima, surge a questão de como calcular a temperatura média da parede do regenerador. A verdade é que na zona do regenerador a temperatura dos extremos do deslocador estão mais próximas da temperatura das zonas de expansão e de compressão, enquanto a parede do cilindro tem uma temperatura mais próxima das temperaturas das fontes quente e fria. Portanto, a questão é a de qual média

usar (como o perfil é linear a média é uma boa aproximação) para o cálculo da temperatura da parede do regenerador. Para o presente modelo usou-se a média das temperaturas das zonas de expansão e de compressão. Sabendo a temperatura média da parede e do fluido no regenerador, temos:

$$\Delta T = \frac{T_e + T_c}{2} - T_r \quad (3.24)$$

3.2.2 Sistema de equações do modelo

Com base nas equações de transferência de calor, leis da termodinâmica e equação de estado descritas no capítulo 2, construiu-se o sistema de equações que modela o ciclo, e que consiste em aplicar o balanço de energia, o balanço de massa e a equação de estado para cada câmara. Para este modelo desprezou-se a componente da energia cinética assim como a queda de pressão no regenerador por serem relativamente pequenos (Anexo 3). Desta forma, a pressão é igual para todas as câmaras. Além disso, as massas do pistão, do deslocador e dos braços foram também desprezadas. O sistema de equações é então o seguinte:

$$m_T = n_{t0}M \quad (3.25)$$

$$P = \frac{m_T R}{\frac{V_e}{T_e} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_c}{T_c}} \quad (3.26)$$

$$m_e = \frac{PV_e}{RT_e} \quad (3.27)$$

$$m_r = \frac{PV_r}{RT_r} \quad (3.28)$$

$$m_c = \frac{PV_c}{RT_c} \quad (3.29)$$

$$Q_e = \frac{(T_H - T_e)}{R_{te}} \quad (3.30)$$

$$R_{te} = \frac{1}{A_H h_e} \quad (3.31)$$

$$A_H = \pi(r_c + e_x)^2 + 2\pi(r_c + e_x)(H_{clmax} + e_x) \quad (3.32)$$

$$Q_r = \frac{2\varepsilon}{1 - \varepsilon} \frac{1}{2} \left(\left| \frac{dm_e}{dt} \right| + \left| \frac{dm_c}{dt} \right| \right) c_p \left(\frac{T_e + T_c}{2} - T_r \right) \quad (3.33)$$

$$Q_c = \frac{(T_L - T_c)}{R_{tc}} \quad (3.34)$$

$$R_{tc} = \frac{1}{A_L h_c} \quad (3.35)$$

$$A_L = 2\pi(r_c + e_x)X_{clmax} \quad (3.36)$$

$$W_e = \bar{P} \frac{dV_e}{dt} \quad (3.37)$$

$$W_c = \bar{P} \frac{dV_c}{dt} \quad (3.38)$$

$$\bar{P} = P + \frac{dP \Delta t}{dt \cdot 2} \quad (3.39)$$

$$\frac{dT_e}{dt} = \frac{Q_e - W_e + \frac{dm_e}{dt}(c_p T_i - c_v T_e)}{m_e c_v} \quad (3.40)$$

$$\frac{dT_r}{dt} = \frac{Q_r - \frac{dm_e}{dt} c_p T_i - \frac{dm_c}{dt} c_p T_j - \frac{dm_r}{dt} c_v T_r}{m_r c_v} \quad (3.41)$$

$$\frac{dT_c}{dt} = \frac{Q_c - W_c + \frac{dm_c}{dt}(c_p T_j - c_v T_c)}{m_c c_v} \quad (3.42)$$

Neste caso, n_{t0} e M são, respetivamente, o número de moles e a massa molar do gás, e m_T é a massa total do gás. Para determinar as temperaturas do fluido à entrada e à saída do regenerador tanto do lado da câmara de expansão como da de compressão usou-se:

$$Se \frac{dm_e}{dt} < 0 \text{ e } \frac{dm_c}{dt} > 0 \rightarrow T_i = T_e \text{ e } T_j = T_e - \varepsilon(T_e - T_c) \quad (3.43)$$

$$Se \frac{dm_e}{dt} > 0 \text{ e } \frac{dm_c}{dt} < 0 \rightarrow T_i = T_c + \varepsilon(T_e - T_c) \text{ e } T_j = T_c \quad (3.44)$$

$$Se \frac{dm_e}{dt} < 0 \text{ e } \frac{dm_c}{dt} < 0 \rightarrow T_i = T_e \text{ e } T_j = T_c \quad (3.45)$$

$$Se \frac{dm_e}{dt} > 0 \text{ e } \frac{dm_c}{dt} > 0 \rightarrow T_i = T_r + \varepsilon(T_e - T_r) \text{ e } T_j = T_r - \varepsilon(T_r - T_c) \quad (3.46)$$

As grandezas médias por ciclo depois do sistema estabilizar são definidas como:

$$\bar{Q}_e = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} Q_e dt = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} Q_e d\theta \quad (3.47)$$

$$\bar{Q}_c = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} Q_c dt = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} Q_c d\theta \quad (3.48)$$

$$\bar{Q}_r = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} Q_r dt = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} Q_r d\theta \quad (3.49)$$

$$\bar{W}_T = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} W_e dt + \frac{1}{T} \int_t^{t+T} W_c dt = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} W_e d\theta + \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} W_c d\theta \quad (3.50)$$

$$\bar{Q}_e = \bar{Q}_c + \bar{W}_T - \bar{Q}_r \quad (3.51)$$

$$\eta_{ciclo} = \frac{\bar{W}_T}{\bar{Q}_e} \quad (3.52)$$

As restantes grandezas médias são calculadas da mesma forma, isto é, integrando ao longo do ciclo e dividindo pelo período.

Para resolver as equações são necessárias condições iniciais. As condições que se tem de estabelecer são a posição inicial do pistão que permite saber o volume inicial de cada câmara, as temperaturas iniciais das câmaras assim como a pressão. Usando a equação de estado consegue-se saber a massa inicial em cada câmara. O esquema de implementação do modelo em Matlab/Simulink encontra-se no anexo 7.

3.3 Resultados da simulação do ciclo de Stirling

Para estudar o comportamento do ciclo impuseram-se uma velocidade de rotação e as temperaturas das fontes quente e fria. Relativamente às dimensões do sistema concebeu-se um motor capaz de produzir cerca de 100 Watt. Para aumentar a potência e eficiência do ciclo usaram-se valores de pressões superiores à pressão atmosférica e como gás de trabalho usou-se hélio. As grandezas geométricas, termodinâmicas, propriedades do hélio e condições iniciais encontram-se nas tabelas seguintes.

Tabela 3.1: Características geométricas do motor de Stirling para simulação base

r_c (cm)	1.7
r_{fd} (cm)	1.60
r_{fp} (cm)	1.20
r_f (cm)	2.24
y_d (cm)	4.00
y_p (cm)	1.70
y_{ld} (cm)	10.00
l_{fd} (cm)	4.00
l_{fp} (cm)	6.00
H_{clmax} (cm)	3.41
X_{clmax} (cm)	4.30
z_e (cm)	0.21
z_c (cm)	0.21
e_x (cm)	0.1
e_r (cm)	0.1
r_{cp}	1.713
Ψ (°)	90
A_H (cm ²)	49.88
A_L (cm ²)	48.63

Tabela 3.2: Condições termodinâmicas e de transferência de calor para simulação base

T_a (K)	300
T_L (K)	300
T_H (K)	1000
h_e (Wm ⁻² K)	1000
h_c (Wm ⁻² K)	1000
P_a (kPa)	101.3
ϵ_r	60 %

Tabela 3.3: Propriedades termodinâmicas e de transporte do hélio

m (gmol ⁻¹)	4.003
n_{t0} (mol)	0.0052
R (JKg ⁻¹ K ⁻¹)	2080
c_p (JKg ⁻¹ K ⁻¹)	5190
c_v (JKg ⁻¹ K ⁻¹)	3120
μ (gm ⁻¹ s ⁻¹)	0.0196

Tabela 3.4: Condições iniciais da simulação de base

θ_0 (°)	0.00
w (rpm)	1500
P_0 (kPa)	303.9
T_{e0} (K)	300
T_{r0} (K)	300
T_{c0} (K)	300

A resolução foi feita no ambiente Simulink/Matlab usando o método de Runge-Kutta de quarta ordem com um passo de tempo de 10^{-6} segundos. Na solução do sistema de equações, o balanço de energia e de massa e a equação de estado estão fechados.

3.3.1 Resultados da simulação base

Na evolução do ciclo temos várias variáveis que dependem da posição angular da roda volante e do tempo. As principais são a posição do pistão e do deslocador, o volume de cada câmara e o volume global, a partição e variação de massa em cada câmara, as temperaturas, a pressão do sistema, a transferência de calor e a troca de trabalho nas câmaras e, por fim, os diagramas de pressão e volume para cada câmara e o diagrama global.

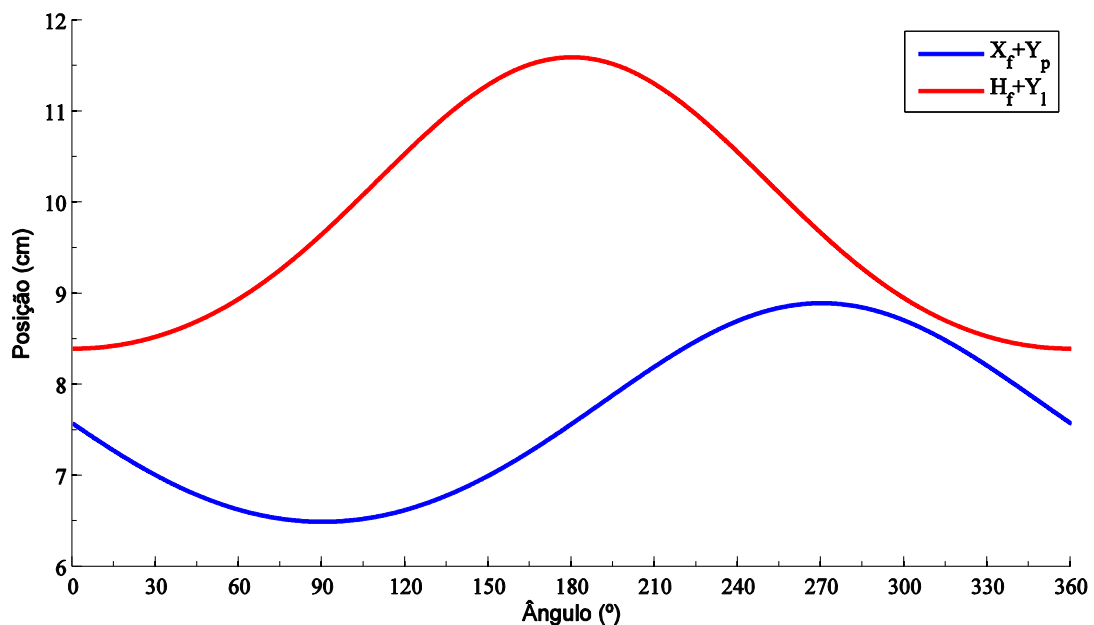


Figura 3.3: Posição do deslocador e do pistão

Tendo em conta a Figura 3.1, na Figura 3.3 temos a representação da posição do topo do pistão e da base do deslocador em função do ângulo da roda. Pelo gráfico podemos ver que, como era de esperar, nunca se tocam um no outro, mas há um instante em que estão muito perto, em torno do 310° , e acontece logo a seguir ao pistão começar a deslocar-se para direita, de acordo com a Figura 3.1. Essa distância mínima convém ser um valor pequeno, caso contrário estamos a introduzir volume morto no sistema. A diferença de fase entre as duas posições, como se pode ver pelo gráfico, é de 90° .

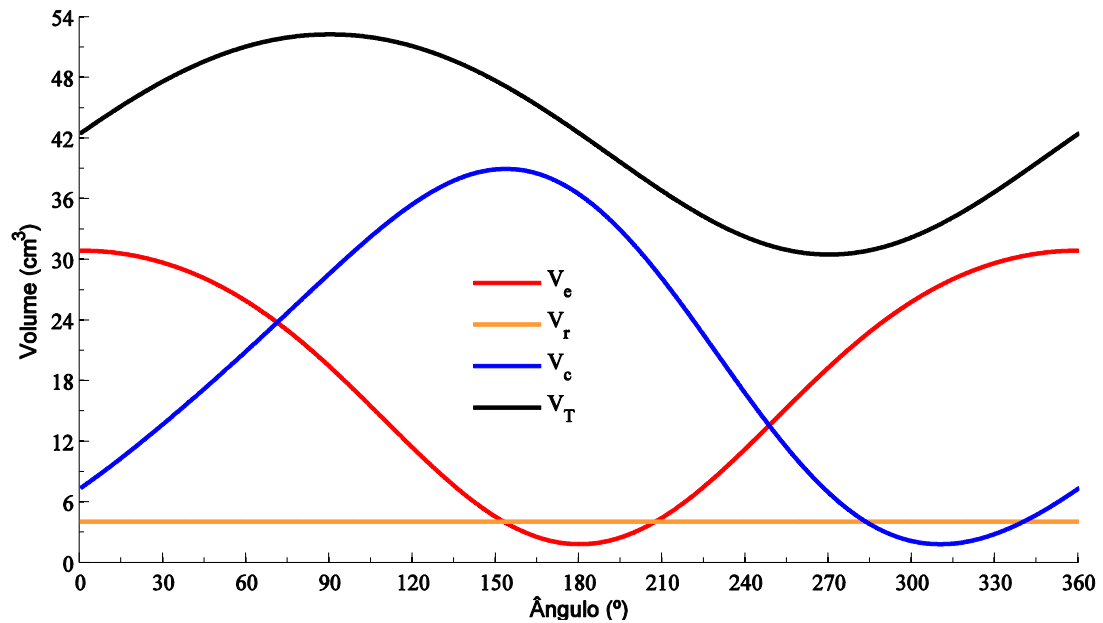


Figura 3.4: Volume das câmaras e volume total

Com a posição do pistão e do deslocador obtém-se o volume para cada câmara, assim como o volume total que depende apenas do pistão, sendo que o deslocador apenas desloca o gás entre as duas câmaras. O volume mínimo do sistema acontece quando o pistão está na posição máxima e o volume máximo quando está na posição mínima, o que acontece exatamente aos 270° e 90°, respetivamente. O volume mínimo da zona de expansão acontece quando o deslocador está no ponto máximo, enquanto que para a zona de compressão acontece em torno dos 310°, e não no 270°, porque depende também da posição do deslocador.

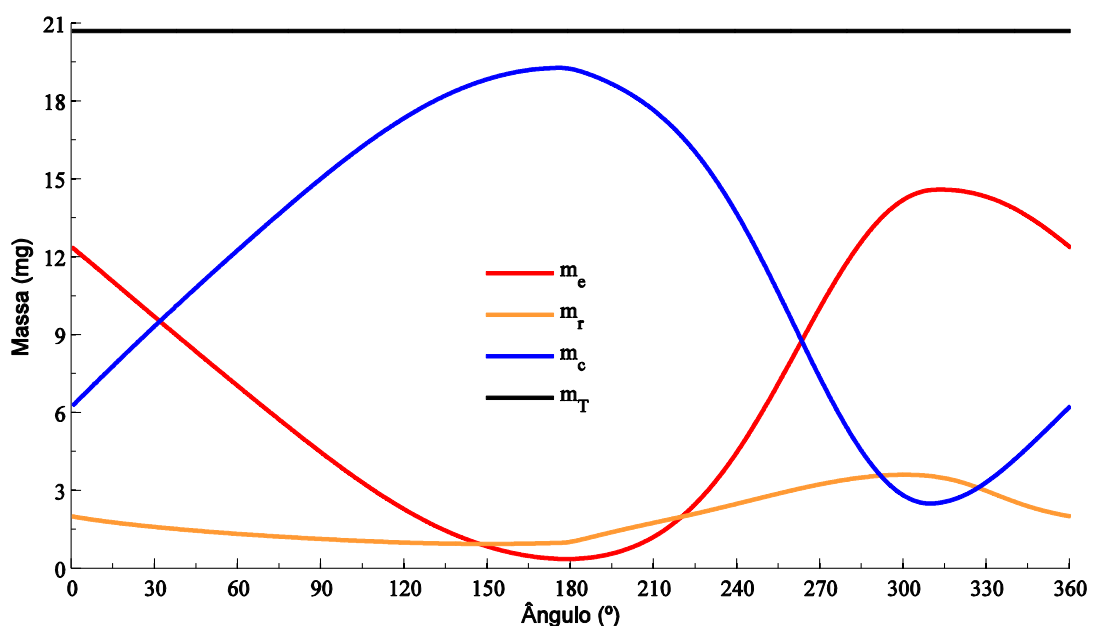


Figura 3.5: Massa de gás nas câmaras e massa total

A partição de massa de gás entre as câmaras depende do volume e temperatura das câmaras e da pressão no motor. Analisando a Figura 3.4 e Figura 3.5 podemos ver que os picos são praticamente nos mesmos instantes, mas a forma é ligeiramente diferente, uma vez que a massa depende da temperatura e da pressão como atrás referido. Em uma das fontes consultadas [3] não consideram a variação de massa no regenerador, mas neste modelo é feita a modelação desse processo. Para o caso do regenerador podemos ver que contém mais massa quando a pressão está em torno do máximo (Figura 3.9) e a massa na zona de compressão é mínima, ou seja, a massa está quase toda concentrada na zona de expansão e no regenerador.

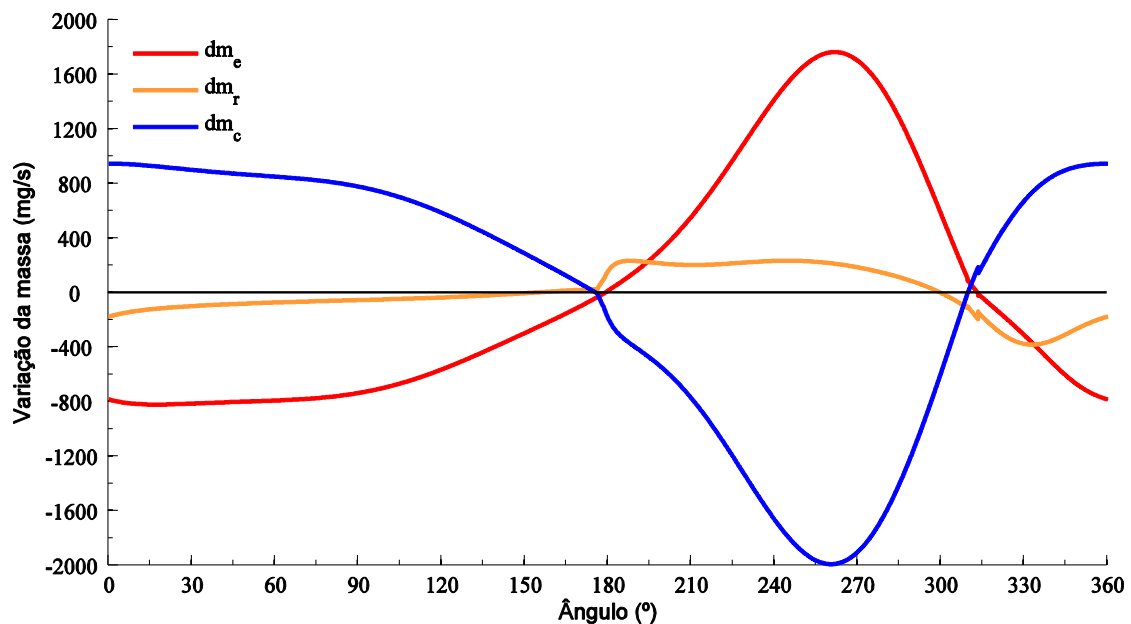


Figura 3.6: Variação de massa nas câmaras

Como já foi referido, a massa depende de todas as propriedades do gás, e o mesmo acontece com a variação de massa, inclusive, também não depende unicamente do sentido do movimento do deslocador e/ou do pistão, mas também da velocidade a que estes estão a mover-se. Para este caso, os raios das ligações dos braços em relação ao eixo da roda são diferentes, fazendo com que as velocidades de movimento sejam diferentes. No anexo 4 pode-se conferir a velocidade do pistão e do deslocador. Assim, verifica-se que durante pequenos intervalos de tempo está a haver em simultâneo entrada ou saída de massa por ambos os lados do regenerador, respetivamente em torno dos 180° e 310°, que acontece quando o fluxo de massa inverte o sentido de deslocamento. Este efeito é mais visível quando está a sair massa do regenerador por ambos os

lados (em torno dos 310°). A simplificação que se fez no modelo de transferência de calor no regenerador, ao considerar o caudal aproximadamente igual para os semi-ciclos, inclui um pequeno erro, principalmente no instante dos picos, mas que no restante tempo do ciclo é desprezável uma vez que a média dos módulos dos caudais não semelhantes.

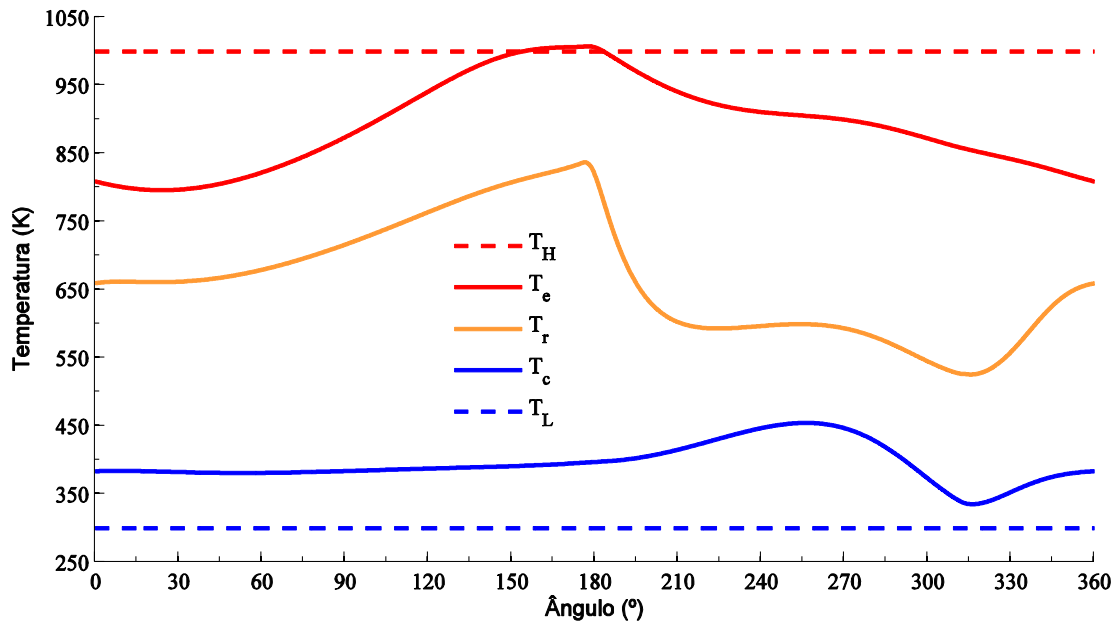


Figura 3.7: Temperaturas do gás nas câmaras

A temperatura em cada câmara depende principalmente do sentido do fluxo de massa assim como da troca de calor com a vizinhança. Pela Figura 3.7 podemos fazer uma breve análise do percurso do gás. Da posição 0° até 180° o deslocador está-se a mover para frente e o pistão está-se a mover para trás entre 0° e 90° e desse até 180° está-se a mover para frente também. Entre os 0° e os 30° aproximadamente a temperatura está a diminuir ligeiramente na zona de expansão devido à combinação do que se está a perder em entalpia e o que está a ganhar em termos de calor da fonte quente e da compressão. Neste intervalo o regenerador começa a aquecer porque o fluxo de massa é da zona de expansão para a de compressão. A partir dos 30° aproximadamente, a temperatura da zona de expansão começa a aumentar devido estar a ser comprimido e a receber calor da fonte quente apesar de estar a sair massa da câmara, sendo o balanço positivo, inclusive chega a um ponto em que a massa na zona de expansão é pequena e que ao mesmo tempo está a ser comprimida, que a sua temperatura passa ligeiramente acima da temperatura da fonte quente. Durante esse periodo a temperatura no regenerador continua a

aumentar. Assim que a massa começa a ir da zona de compressão para a de expansão, tudo se inverte e, o gás começa a ser aquecido no regenerador, recuperando o calor que tinha cedido no semi-ciclo oposto. Tudo isso se repete até o sentido do fluxo de massa voltar a inverter. Em torno dos 240° e 270° o efeito da compressão na zona de compressão é maior que os outros efeitos, fazendo com que a temperatura aumente, e o oposto acontece em torno 315° .

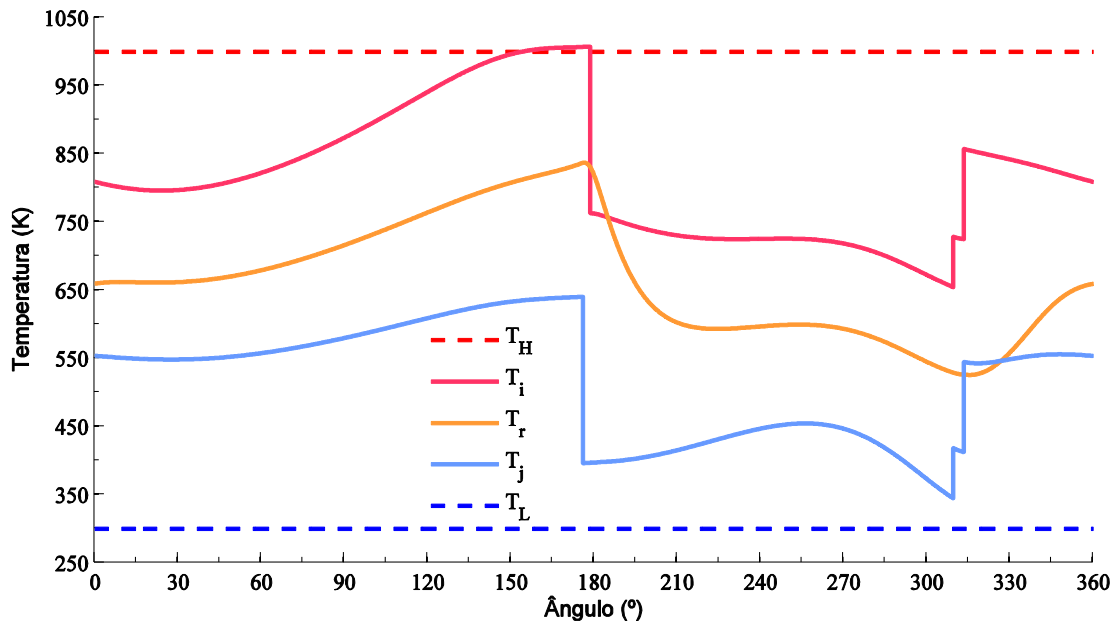


Figura 3.8: Temperatura do gás à saída e entrada do regenerador

A temperatura do gás que entra no regenerador é igual à da câmara de onde provém. E quando está a sair, sai com uma temperatura que depende da eficiência do regenerador. Assim como podemos ver na Figura 3.8, as temperaturas de entrada e saída dependem do sentido do fluxo de massa. O pequeno ressalto que acontece em torno dos 310° é devido à massa de gás no regenerador estar a sair pelos dois lados.

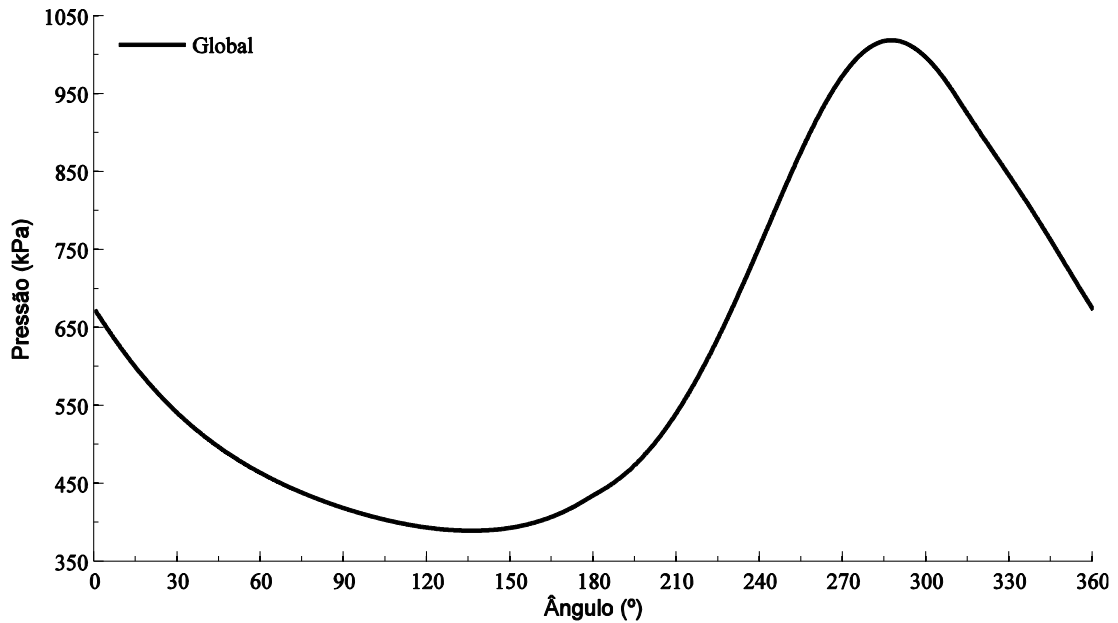


Figura 3.9: Pressão do motor

Como podemos ver na Figura 3.9 a pressão máxima não acontece na posição em que o volume total é mínimo, mas ligeiramente a seguir a esse instante. A pressão total do sistema é a combinação das condições das três câmaras, como foi definida na equação (3.26). A pressão mínima também não acontece quando o volume do sistema é máximo, mas em torno de 145°.

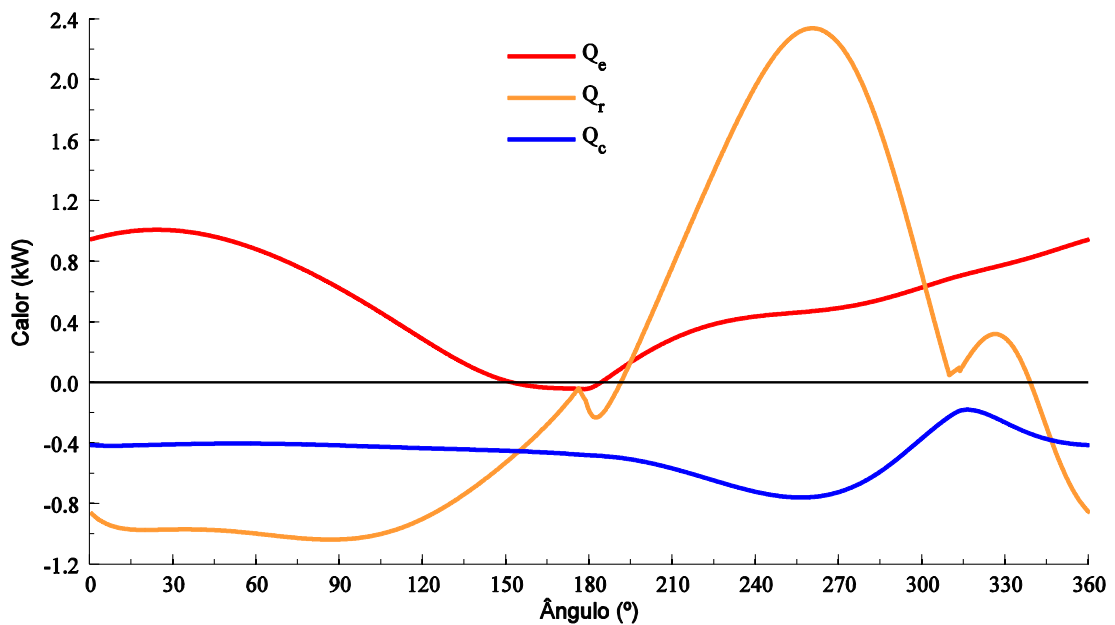


Figura 3.10: Calor transferido nas câmaras

O gás que passa no regenerador vindo da zona de expansão liberta calor para a parede do regenerador com uma determinada eficiência, aumentando também a temperatura média no regenerador, e no outro semi-ciclo recebe de volta o calor da parede, mas já em condições diferentes. Os pequenos ressaltos que

acontecem no valor de calor transferido no regenerador é devido ao efeito de entrada ou saída em simultâneo do gás por ambos os lados do regenerador. Como já foi referido, o efeito é maior quando $\theta \cong 310^\circ$.

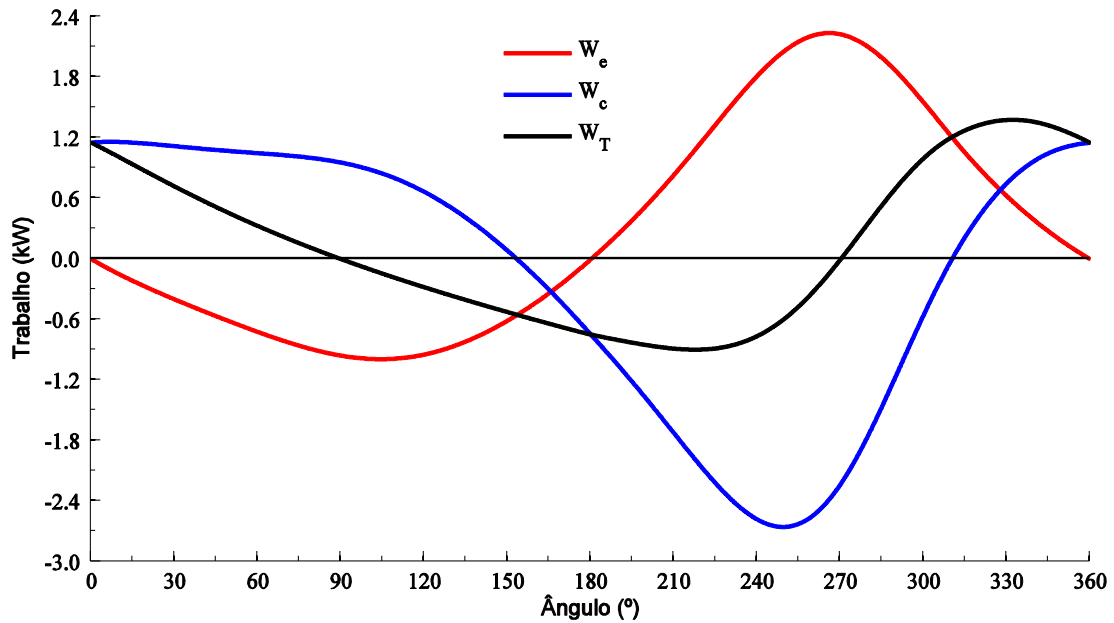


Figura 3.11: Trabalho transferido pelo gás nas câmaras

A troca de trabalho em cada câmara depende da variação do volume e da pressão. O trabalho líquido assume valores positivos e negativos ao longo do tempo, mas integrado num ciclo completo o valor líquido é positivo.

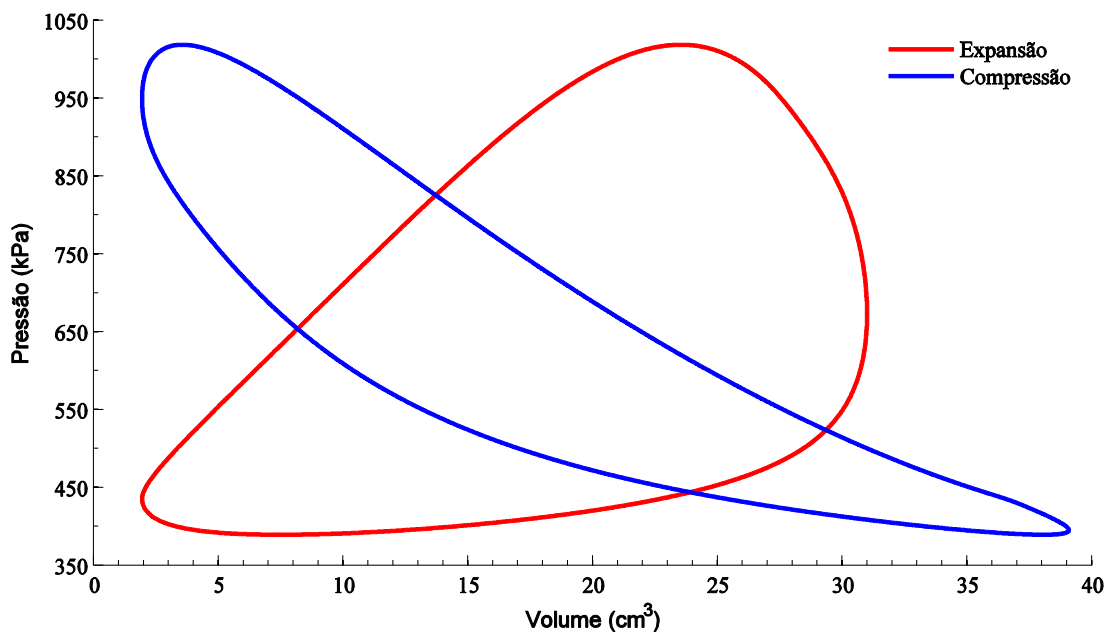


Figura 3.12: Diagrama P-V das câmaras

Na Figura 3.12 temos representado o diagrama pressão-volume para as câmaras de expansão e de compressão. A área de cada uma é a energia trocada

num ciclo com a vizinhança, que se relacionada com frequência de rotação permite obter a potência desenvolvida pelo motor.

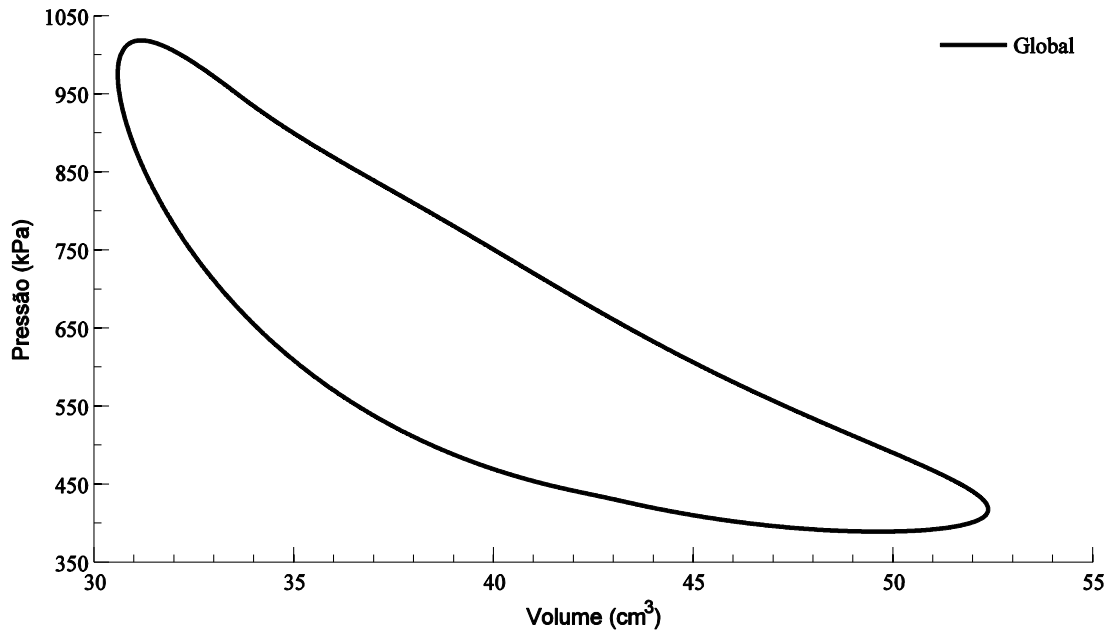


Figura 3.13: Diagrama P-V global

A representação global do ciclo num diagrama P-V está na Figura 3.13, em que a área dentro da curva representa a energia líquida total que o motor troca com a vizinhança no ciclo completo. Na Tabela 3.5 estão resumidas as grandezas médias por ciclo.

Tabela 3.5: Resultados da simulação do ciclo

\bar{Q}_e (W)	536.20
\bar{Q}_c (W)	462.90
\bar{Q}_r (W)	41.95
\bar{W}_T (W)	115.30
\bar{T}_e (K)	892.50
\bar{T}_r (K)	664.90
\bar{T}_c (K)	395.20
\bar{P} (kPa)	619.90
η	21.5%

Com esta configuração e para as condições impostas, conseguiu-se atingir uma potência total de 115.30 Watt com uma eficiência de 21.5%.

Uma outra grandeza que se pode calcular para caracterizar o sistema, é a densidade de potência desse motor que é definido como:

$$D_p = \frac{\bar{W}_T}{2\pi(r_c + e_x)^2(y_t + e_x - y_0)} \quad (3.53)$$

Para este caso temos que a densidade de potência é de 1.02 MWm^{-3} . Para as mesmas dimensões, uma forma de aumentar a potência é aumentando a pressão e/ou a temperatura da fonte quente.

3.3.2 Validação do modelo

Para validar o modelo matemático construído procedeu-se a um ensaio experimental, usando o aparato mostrado na Figura 3.14 [23], assim como os sensores para fazer medições de volume e pressão da *LEYBOLD DIDACTIC (LD)* [24] e uma unidade de aquisição de dados da *National Instruments* [25].

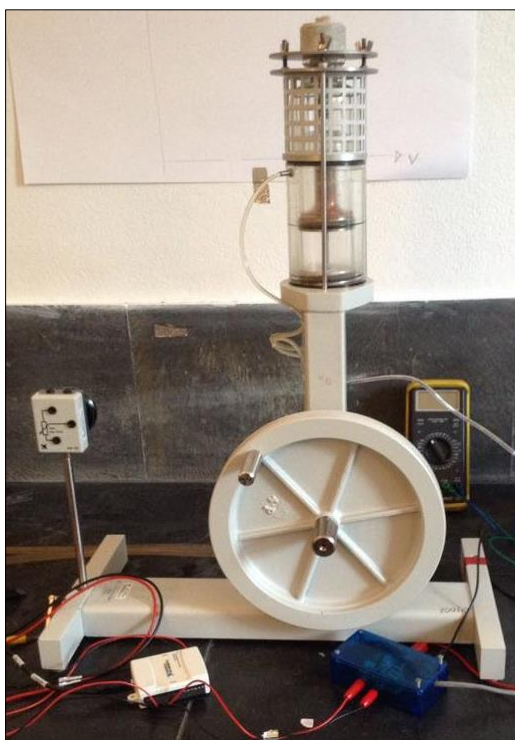


Figura 3.14: Aparato experimental usado para fazer os testes

A fonte quente do motor é constituída por uma resistência elétrica de 0.67Ω sendo que a potência vai depender da queda de tensão estabelecida. Para o caso de estudo foi usado um transformador que impunha uma tensão eficaz de 13.32 Volt equivalente a ter uma potência elétrica de 265 Watt . A fonte fria consiste numa camisa de água (dois cilindros concêntricos) na parte inferior do motor. A comparação entre o modelo numérico e experimental foi feito com base nos valores de volume e pressão do sistema o que também permite comparar o diagrama P-V. Para o caso da medição do volume usou-se um sensor de posição que permitia medir a posição do pistão e que, em função da posição, e sabendo o volume máximo e mínimo, foi possível obter o volume ao longo do ciclo. O

output do sensor de pressão, em tensão, permitia obter a diferença de pressão entre o interior do motor e a atmosférica.

O procedimento adotado foi o de ajustar o modelo numérico de modo a corresponder ao aparato experimental em termos da sua configuração e condições de funcionamento.

- Sensor de posição [26]

O sensor de posição utilizado foi um potenciômetro ligado ao pistão de forma a que o seu movimento resulte em valores diferentes de resistência que depois é relacionada com o percurso do pistão.

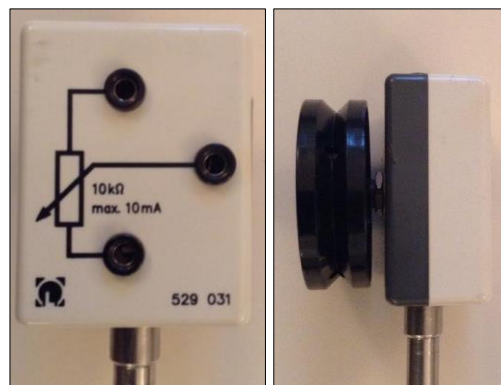


Figura 3.15: Sensor de posição

O potenciômetro é alimentado nos terminais com uma diferença de potencial fixa e, para saber a resistência a que se encontra, é medida a queda de tensão entre um dos terminais e o cursor do potenciômetro. Conhecendo a tensão de alimentação e a resistência total do potenciômetro, e utilizando a lei Ohm, calcula-se a corrente elétrica que circula no potenciômetro. Com base nessa corrente elétrica calcula-se a resistência a que se encontra o potenciômetro, e que, com informações do fabricante, corresponderá a uma determinada posição do pistão.

- Sensor de pressão

O sensor de pressão permite medir uma diferença de pressão que, neste caso, foi em relação à pressão atmosférica. A conexão é feita através de um pequeno tubo que liga o interior do motor ao sensor. Esse sensor é alimentado com uma tensão fixa, e que, em função da pressão exercida pelo ar ao longo do tubo, temos uma determinada queda de tensão que está relacionado com a referida diferença de pressão.



Figura 3.16: Sensor de pressão

- Dispositivo de aquisição de dados [27]

Este dispositivo é conectado ao computador por um cabo USB e que, com recurso ao *software LabView*, permite registar os valores com uma taxa de amostragem pré-definida.



Figura 3.17: Dispositivo de aquisição de dados

- Configurações e dimensões do aparato experimental

Para a obtenção dos resultados nas unidades desejadas foi necessário um pós-processamento com base nas informações de conversão dados pelos fabricantes. O dispositivo de aquisição de dados, para além dos valores de entrada registados fornecia ainda o instante em que foram registados. Para os resultados aqui apresentados foi usada uma taxa de amostragem de 0.001 segundos. O facto de termos acesso aos instantes em que os dados foram registados, permitia estimar a velocidade de rotação do motor que posteriormente será usada no modelo.

Relativamente às dimensões do protótipo que são necessários para usar no modelo, não foi possível encontrar os valores tabelados, pelo que se procedeu à medições das mesmas. Devido aos erros de medição, ou mesmo da forma como os braços se encontravam ligados ao pistão e ao deslocador, foi necessário ajustar ligeiramente algumas dimensões, principalmente a altura total e do braço do deslocador, para que o volume morto da zona de compressão fosse pequeno, de modo a estar de acordo com o observado no aparato

experimental, garantindo-se que o volume máximo e mínimo fossem exatamente os valores indicados pelo fabricante do protótipo usado.

Tabela 3.6: Dimensões do aparato experimental para a validação

r_c (cm)	3.154
r_{fd} (cm)	2.00
r_{fp} (cm)	2.40
r_f (cm)	3.36
y_d (cm)	9.50
y_p (cm)	1.30
y_{ld} (cm)	23.5
l_{fd} (cm)	15.75
l_{fp} (cm)	25.00
H_{clmax} (cm)	4.934
X_{clmax} (cm)	6.556
z_e (cm)	0.934
z_c (cm)	0.289
e_x (cm)	0.1
e_r (cm)	0.430
r_{cp}	1.75
Ψ (°)	90
A_H (cm ²)	136.20
A_c (cm ²)	134.03
V_{min} (cm ³)	200
V_{max} (cm ³)	350

Relativamente ao volume do regenerador, teve que ser ajustado tendo em conta as outras dimensões de forma a ter os tais limites de volume.

Em relação às condições experimentais de teste para o motor, também houve necessidade de fazer alguns ajustes, porque muitas variáveis do protótipo são desconhecidas, nomeadamente a temperatura da fonte quente, as resistências de transferência de calor nas duas câmaras, a pressão inicial e a eficiência do regenerador. De modo a ajustar o modelo numérico às condições do aparato experimental, a temperatura da fonte quente assim como a resistência de transferência de calor foram ajustadas de modo a que o calor transferido fosse igual à potência elétrica imposta na fonte de alimentação.

Tabela 3.7: Condições termodinâmicas e de transferência de calor para a validação

T_a (K)	300
T_L (K)	300
T_H (K)	910
h_e ($Wm^{-2}K$)	4000
h_c ($Wm^{-2}K$)	3000
P_a (kPa)	98.045
ε	58 %

Na realidade os coeficientes de transferência de calor são elevados, sendo que no caso da fonte quente a resistência elétrica está imersa e diretamente exposta ao ar no interior do motor.

Tabela 3.8: Propriedades do ar para a validação

m ($gmol^{-1}$)	28.97
R ($JKg^{-1}K^{-1}$)	287
c_p ($JKg^{-1}K^{-1}$)	1004.9
c_v ($JKg^{-1}K^{-1}$)	717.8

Tabela 3.9: Condições iniciais para a validação

θ_0 ($^\circ$)	0.00
T_{e0} (K)	300
T_{r0} (K)	300
T_{c0} (K)	300
n_{t0} (mol)	0.0092

Neste caso, em vez de usarmos o valor de pressão inicial de carga, foi ajustado o número de moles de gás inicial no motor (que tem o mesmo efeito que a pressão de carga), sendo que quando arrancamos com o protótipo não se sabe a quantidade exata de massa no motor. O valor da pressão atmosférica usada foi a registrada no instante do teste através da leitura de um barômetro de mercúrio. A velocidade de rotação usado no modelo foi estimando partir dos dados registrados, que foi de 43.33 radianos por segundo (413.8 rpm). Com essa rotação e tendo um ponto de referência estimou-se os valores da posição angular da roda volante, que depois foi usada para calcular o volume em cada uma das câmaras com o objetivo de apresentar o diagrama P-V de cada câmara.

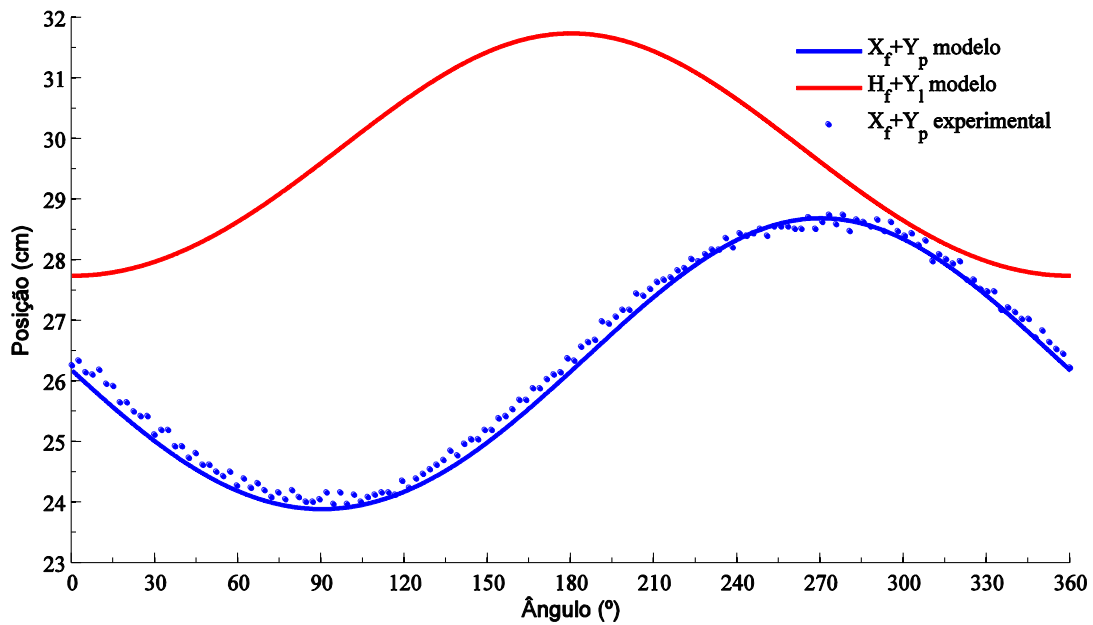


Figura 3.18: Posição do pistão experimental e do modelo

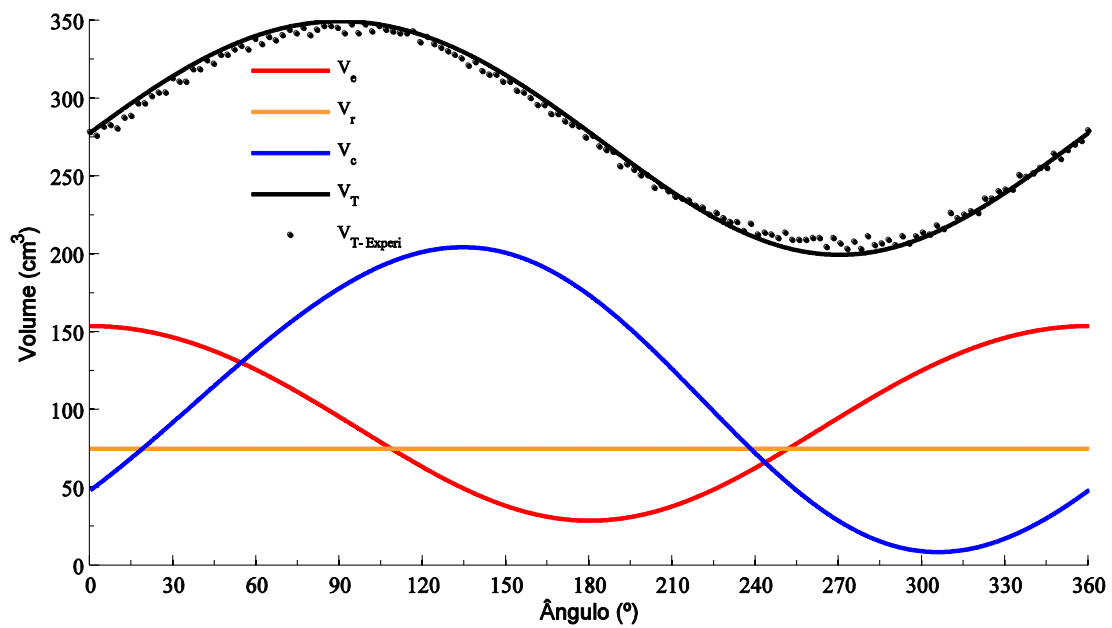


Figura 3.19: Volume do total protótipo vs. modelo matemático

Os volumes são muito semelhantes aos valores simulados. Para os resultados experimentais temos que ter em conta que existem erros associados às medições, entre os quais o deslizamento da linha a que está conectada o potenciômetro, a vibração do suporte do motor e também erros associado ao próprio sensor.

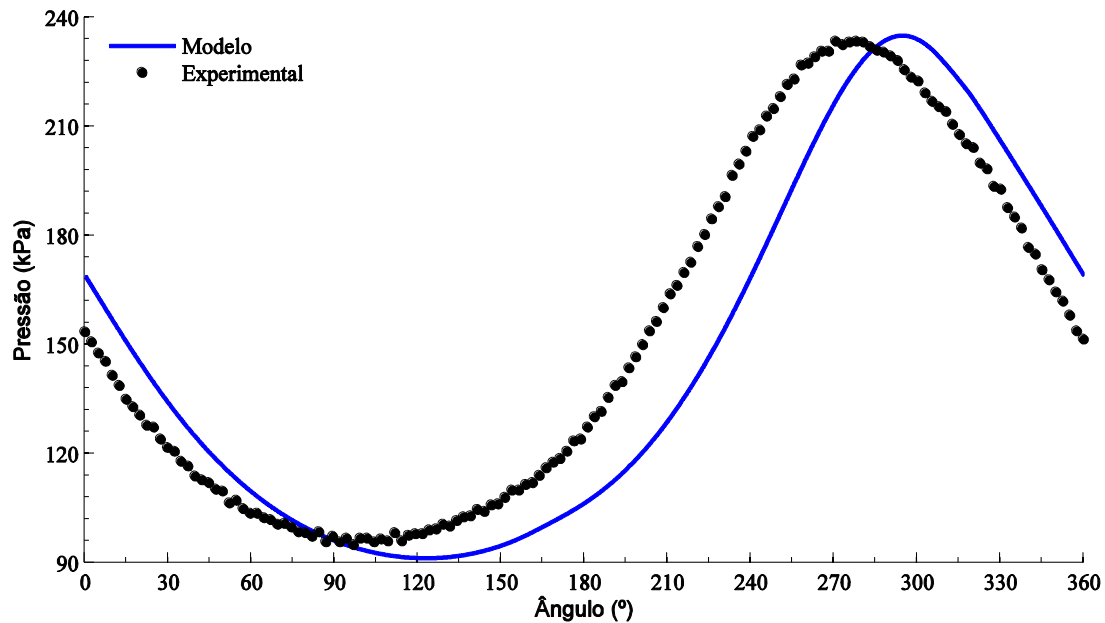


Figura 3.20: Pressão experimental vs. modelo matemático

A principal diferença reside nos valores da pressão ao longo do ciclo. Como podemos ver na Figura 3.20 a forma da curva é a mesma mas em instantes ligeiramente diferentes. O modelo descreve que a pressão mínima e máxima acontecem ligeiramente a seguir aos instantes em que o volume é máximo e mínimo respetivamente, enquanto nos dados experimentais podemos ver que acontecem mais próximos desses instantes. Essa diferença reside principalmente no facto de no modelo não se incluir queda de pressão no regenerador, que para o aparato experimental deve ser elevado. Também não se considera a fuga de ar no motor, que pode existir no protótipo, nem se contabilizam as massas dos componentes, o atrito da parte mecânica ou mesmo as imperfeições do próprio sensor. Essa diferença afeta principalmente a energia que é extraída do ciclo, como se pode ver no diagrama P-V.

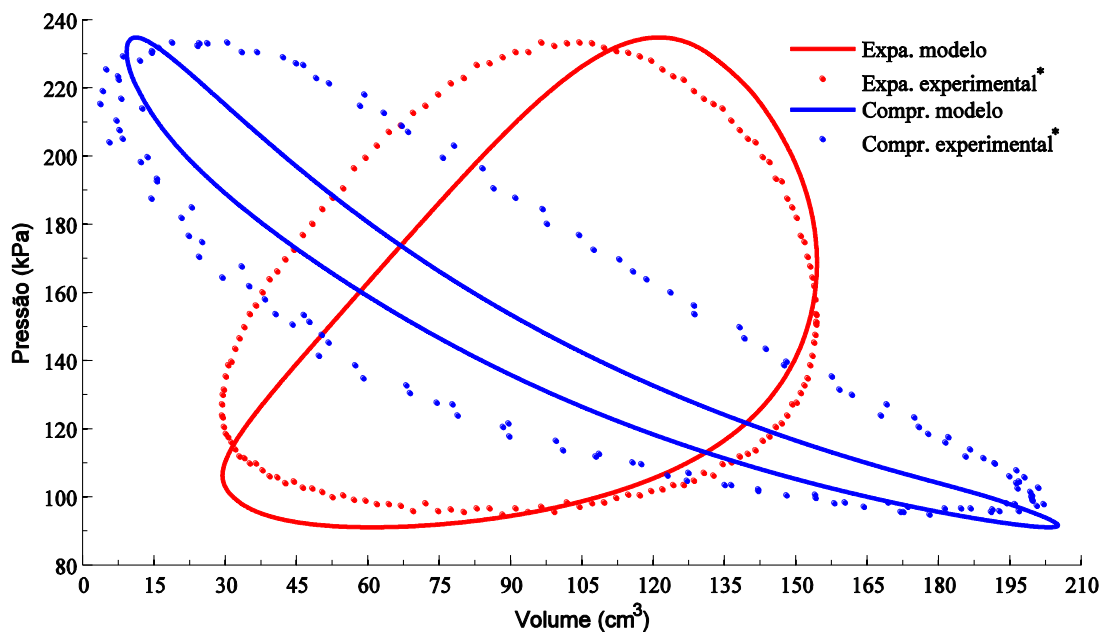


Figura 3.21: P-V por câmaras com experimental

Como foi referido, o modelo numérico a queda de pressão no regenerador não foi tido em conta por ser um valor pequeno, mas no caso do aparato experimental isso parece não acontecer, sendo que o formato do regenerador leva-nos a perceber que a queda pode não ser desprezável. De notar que no protótipo de motor de Stirling o regenerador é formado por uma matriz metálica, constituída por uma amálgama de fio de cobre, daí a queda de pressão no regenerador ser superior ao modelo de regenerador usado nas simulações numéricas. Portanto esse será um dos principais motivos pelo qual não se conseguiu ajustar ainda melhor os resultados numéricos aos valores medidos de pressão.

*O volume de cada câmara foi calculado em função da velocidade angular estimada que depois permitia saber a posição angular do volante.

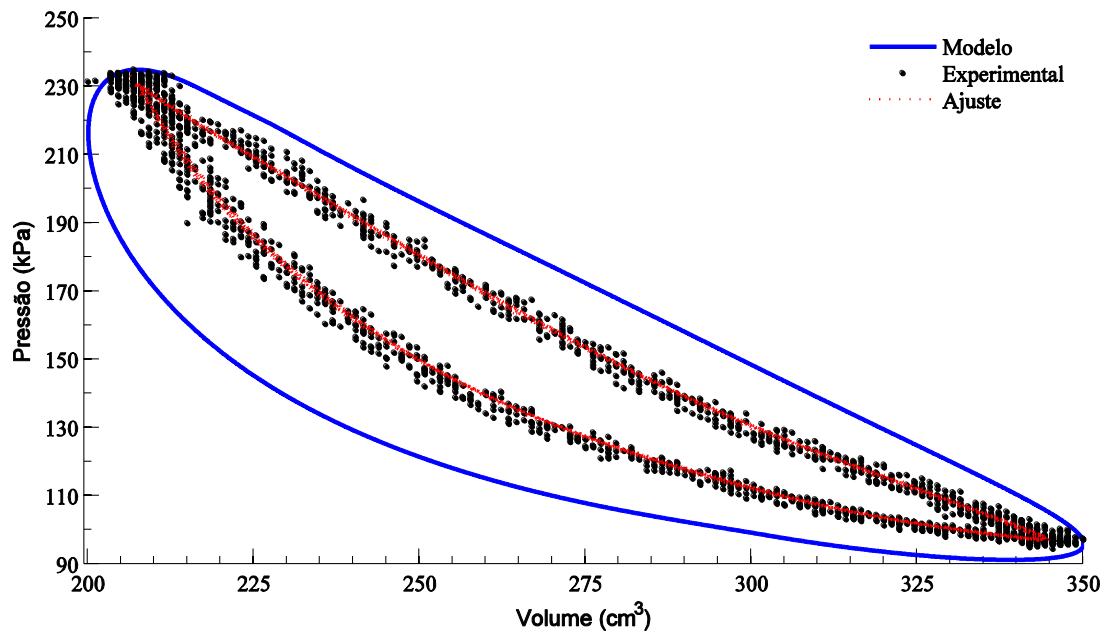


Figura 3.22: P-V do protótipo Vs. modelo numérico

Apesar dos efeitos acima descritos, pode-se ver que o modelo produz a forma do diagrama P-V do protótipo. Apesar desta diferença e tendo em conta os fenómenos que podem ter influenciado para tal, considera-se que o modelo é válido, sendo que é possível simular o funcionamento de um motor de uma forma mais ideal que o protótipo, mas posteriormente será preciso incluir ainda alguns fenómenos que acontecem na prática que ainda não estão contabilizados no modelo. É de referir também que a aquisição dos dados pode afetar também os resultados, uma vez que para fazer uma melhor comparação dos resultados seria necessário usar um método de obtenção de dados mais preciso e usar um protótipo com uma configuração mais parecida com a que se modelou numericamente.

O fabricante disponibiliza um estudo da análise do diagrama P-V com valores experimentais para um protótipo igual ao utilizado, em que a potência elétrica utilizada é diferente mas os resultados do diagrama P-V são semelhantes [28].

3.3.3 Comparação entre hélio e ar como fluido de trabalho

Fez-se uma comparação entre o hélio e o ar para as mesmas condições de funcionamento. O facto de não se ter usado ar anteriormente deve-se a que o hélio é melhor, sendo que, como foi referido no capítulo 2, o hélio é usado para aplicações de alta potência e eficiência.

Tabela 3.10: Comparação entre hélio e ar para condições base

	Hélio	Ar
\bar{Q}_e (W)	536.20	654.30
\bar{Q}_c (W)	462.90	583.30
\bar{Q}_r (W)	41.95	29.73
\bar{W}_T (W)	115.30	100.80
\bar{T}_e (K)	892.50	868.80
\bar{T}_r (K)	664.90	664.10
\bar{T}_c (K)	395.20	419.90
\bar{P} (kPa)	619.90	628.90
η	21.5%	15.41%

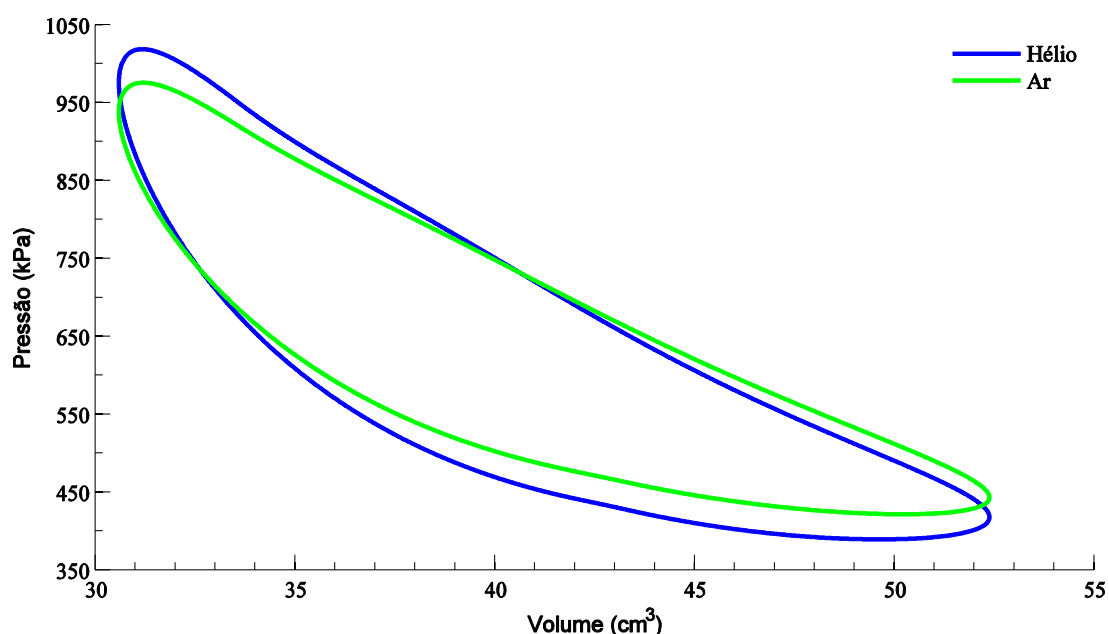


Figura 3.23: Diagrama P-V para hélio e ar

Como podemos ver, para as mesmas condições, o hélio é melhor que o ar, estando a grande diferença na eficiência do ciclo e na potência produzida. Pelo diagrama pressão-volume verifica-se que a área da curva do hélio é maior, portanto extrai-se mais energia por ciclo do que no caso do ar.

3.3.3 Variação das condições de funcionamento do motor

Para perceber o comportamento do ciclo em função das várias grandezas envolvidas, com base nas condições anteriores, variou-se cada uma das variáveis mantendo as outras fixas. Na verdade quando se altera uma variável tudo varia, mas usando este método consegue-se perceber como o sistema se comporta para condições diferentes. Os resultados apresentados para as variações são valores médios por ciclo.

1) Variação da frequência de rotação

Na verdade a rotação vai depender da temperatura da fonte quente e da carga ligada ao motor, mas essa pode ser controlada para rodar a uma determinada velocidade.

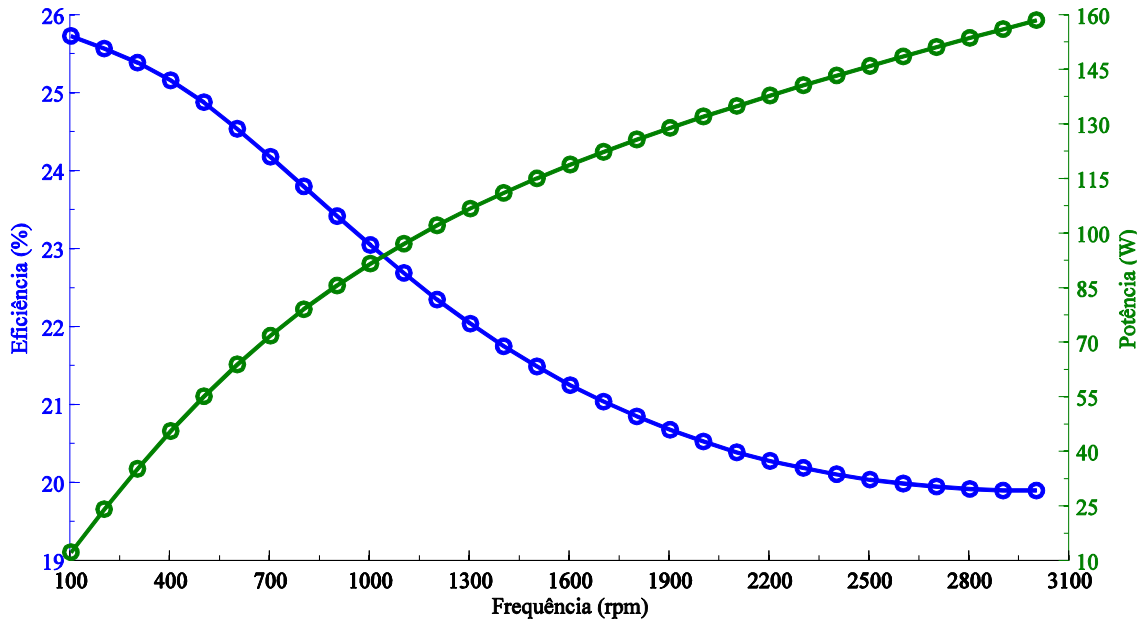


Figura 3.24: Potência e eficiência em função da frequência de rotação

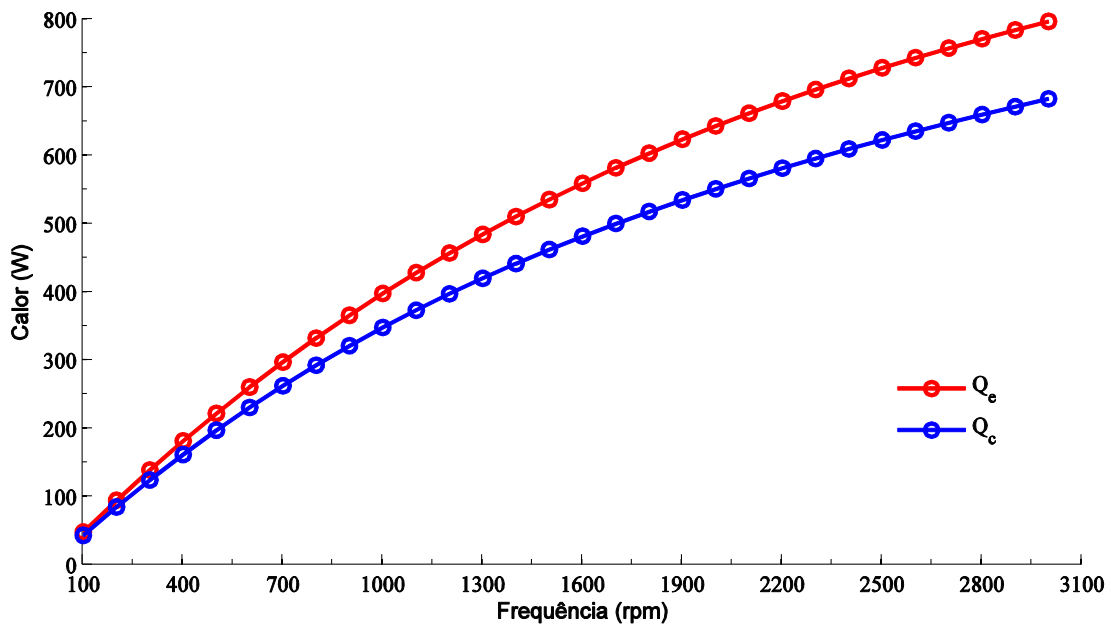


Figura 3.25: Calor transferido em função da frequência de rotação

Quando se aumenta a rotação a energia que é extraída para um mesmo intervalo de tempo aumenta, tendo em conta que os coeficientes de transferência de calor não foram modelados em função da rotação e a temperatura da fonte quente está fixa. O facto da eficiência diminuir está relacionado com a definição da

eficiência, ou seja, apesar de a potência aumentar o calor transferido aumenta ainda mais.

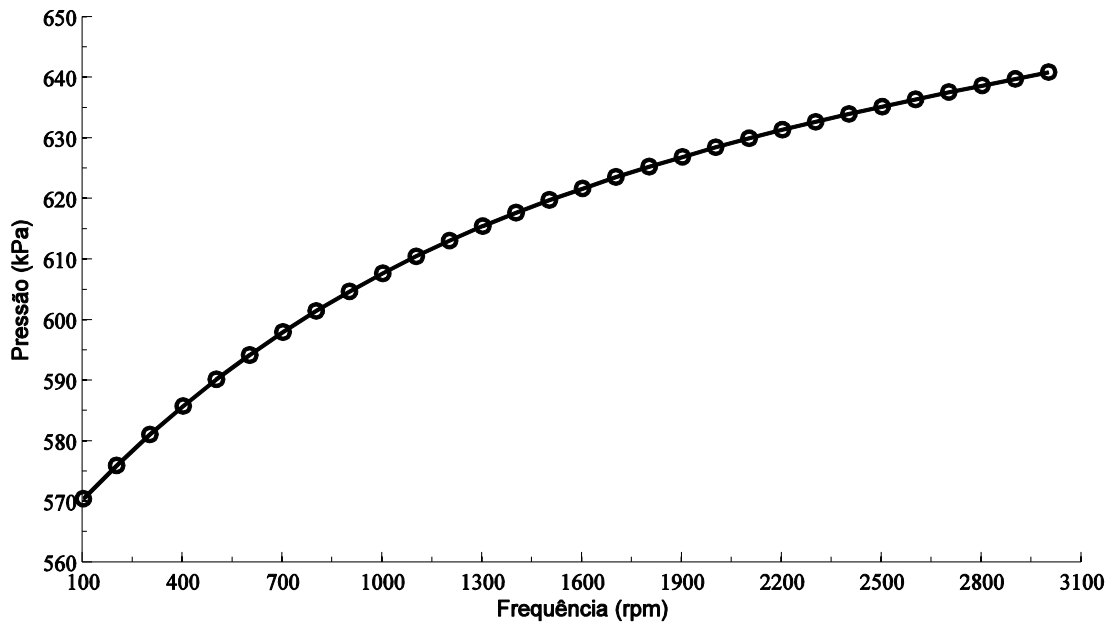


Figura 3.26: Pressão em função da frequência de rotação

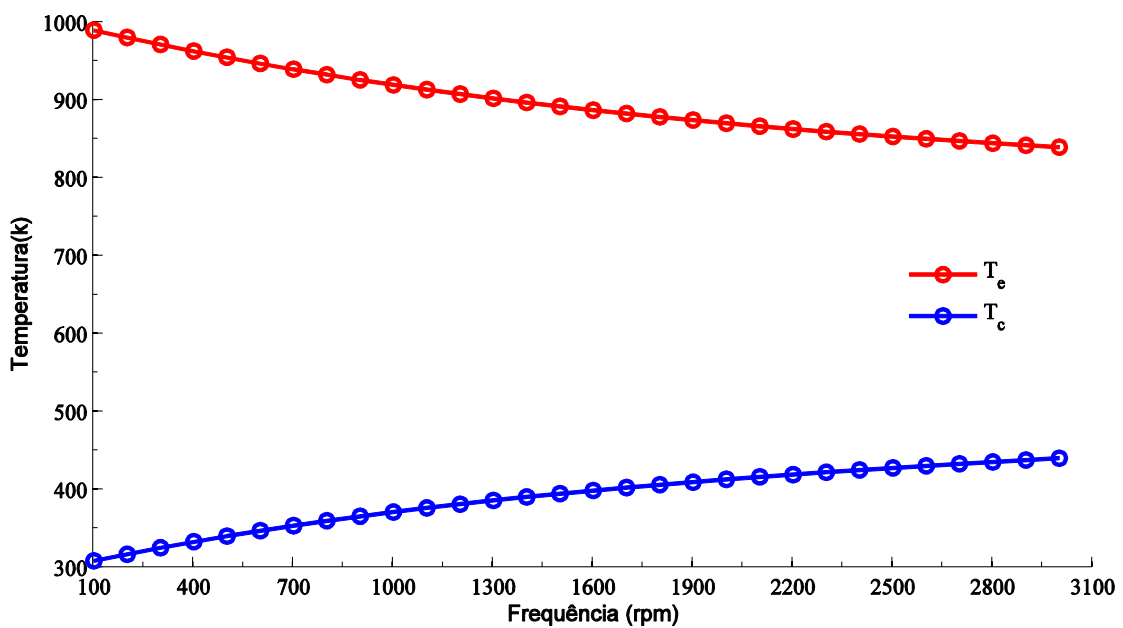


Figura 3.27: Temperatura do gás em função da frequência de rotação

O aumento da rotação faz com que a pressão média do ciclo e a temperatura da zona de compressão aumentem, acontecendo o contrário com a temperatura para a zona de expansão. Para a zona de compressão, apesar de libertar mais calor para a fonte fria, ele recebe mais trabalho, isto é, é comprimido mais rápido fazendo com que aumente mais a temperatura. No caso da zona de expansão, apesar de estar a receber mais calor da fonte quente expande mais rápido. Nesta

análise, é preciso não esquecer que o fluxo de massa também varia, portando alterando a entalpia que sai ou entra na câmara.

2) Variação da temperatura da fonte quente

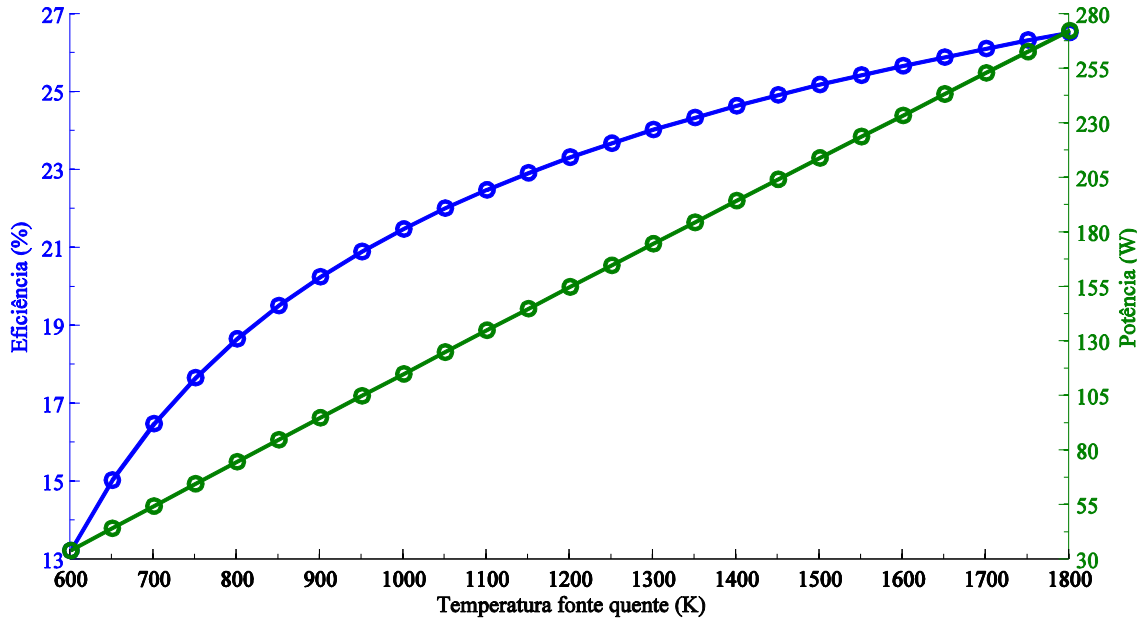


Figura 3.28: Eficiência e potência em função T_H

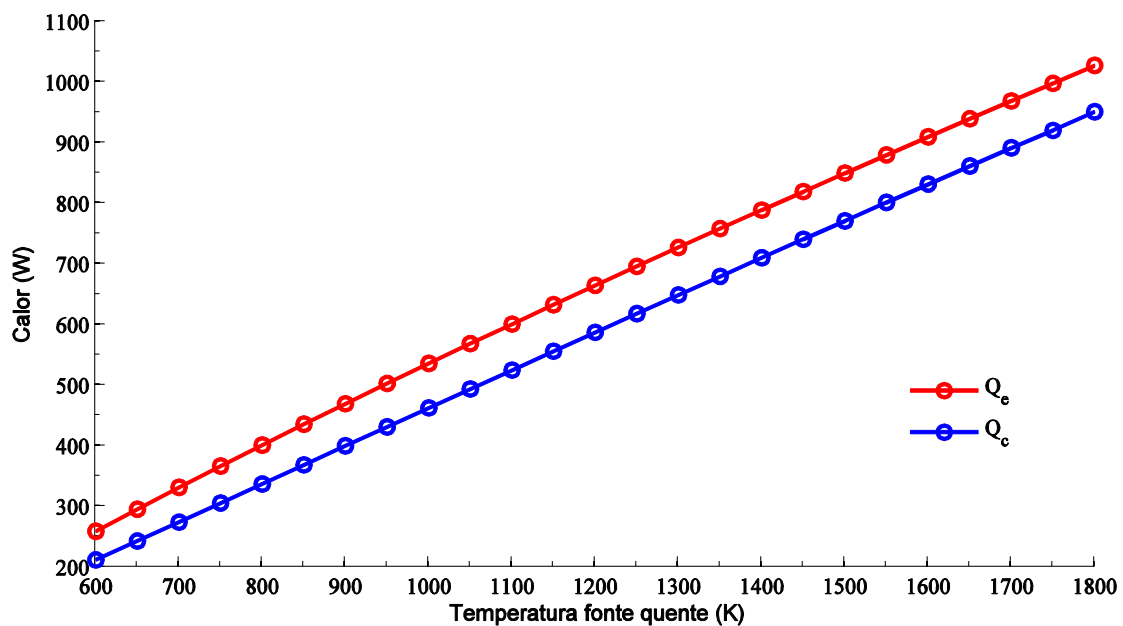


Figura 3.29: Calor transferido em função T_H

Com o aumento da temperatura da fonte quente, aumenta o diferencial de temperatura em relação à fonte fria que é mantida constante. A eficiência aumenta como seria de esperar, sendo que pela definição de eficiência da máquina térmica ideal de Carnot (limite máximo), a razão entre a temperatura da fonte fria e quente está diminuindo, fazendo com que seja possível atingir maiores

eficiências. O mesmo se verifica para as trocas de energia com o exterior. O comportamento dos fluxos de energia é aproximadamente linear, ao contrário da eficiência que já não é linear.

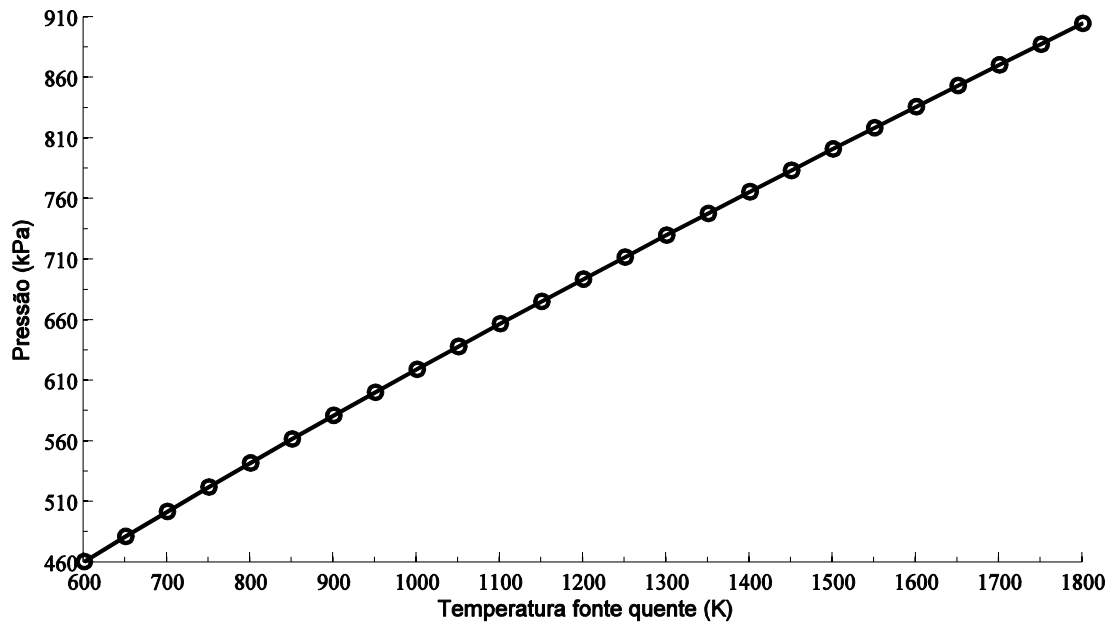


Figura 3.30: Pressão em função T_H

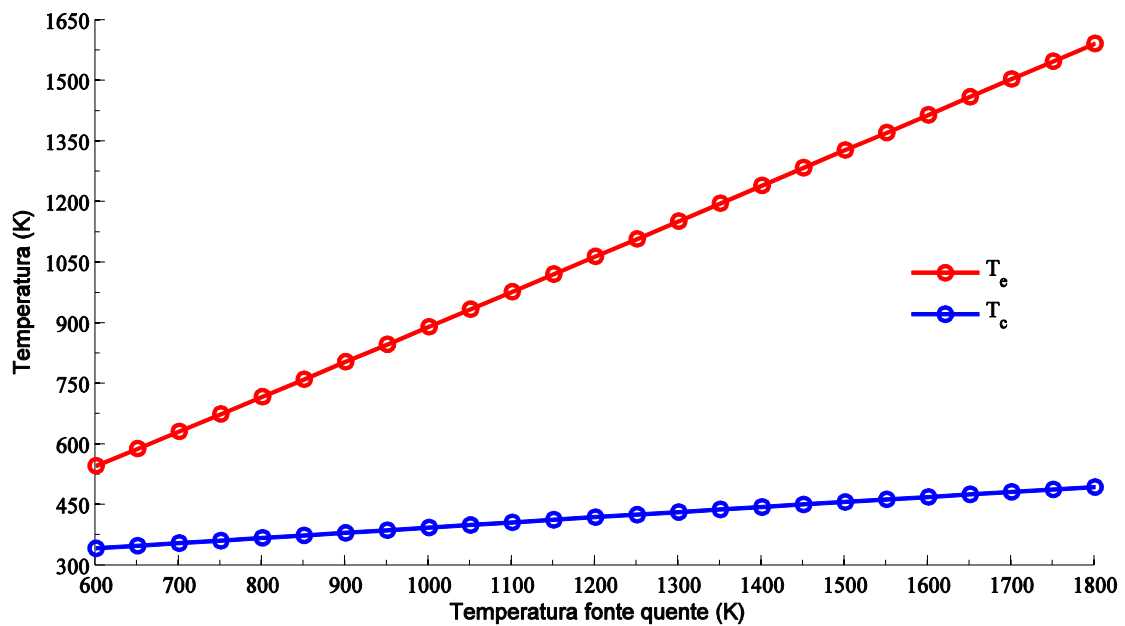


Figura 3.31: Temperatura do gás em função do T_H

A pressão média total do sistema aumenta sendo que a temperatura média de cada câmara também aumenta. Podemos ver também que o efeito do aumento da temperatura da fonte quente afeta mais a zona de expansão devido em parte à existência do regenerador. Nessa zona a temperatura média da câmara aumenta, sendo que está a receber mais calor e, para a outra zona, apesar de

estar a libertar mais calor para a fonte fria, a temperatura média também aumenta.

3) Variação da eficiência do regenerador

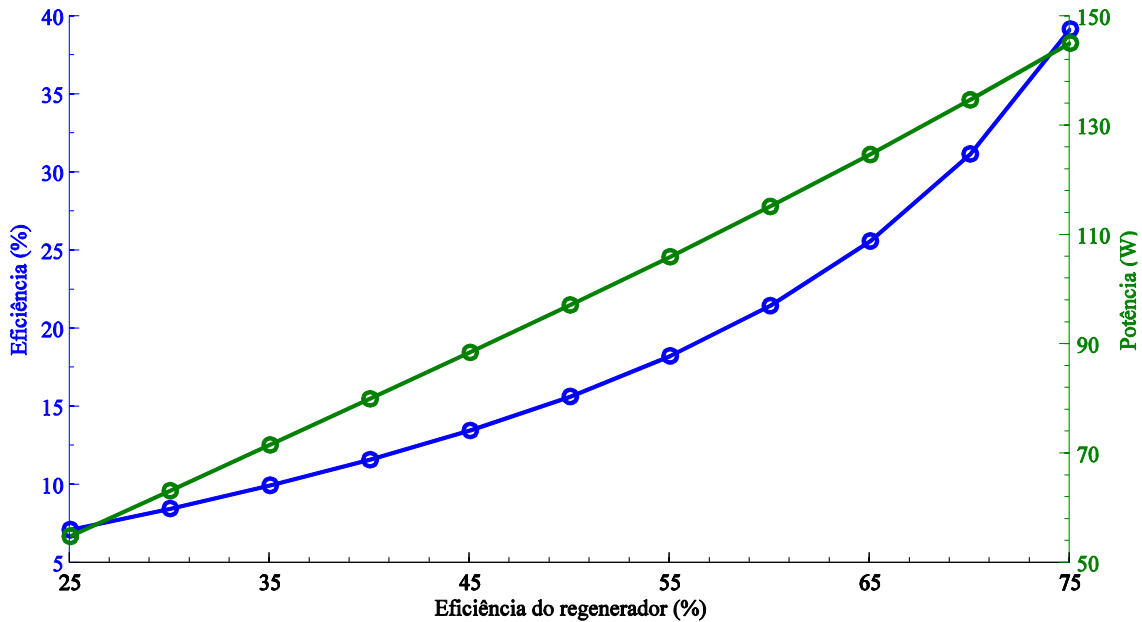


Figura 3.32: Eficiência e potência em função de ϵ

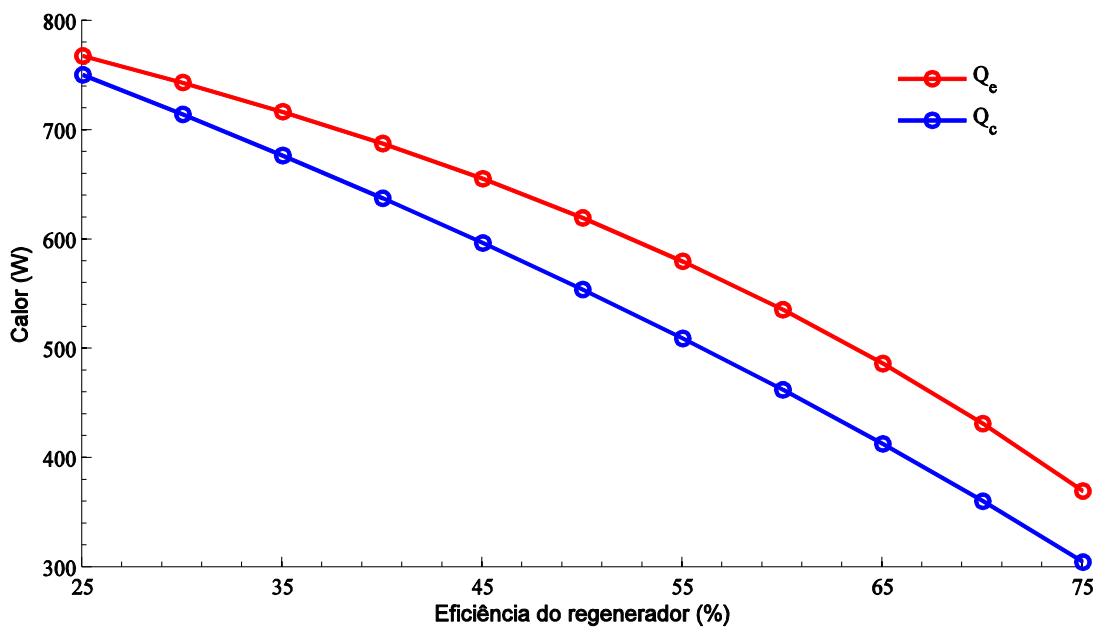


Figura 3.33: Calor transferido em função de ϵ

Os regeneradores têm o objetivo de aproveitar parte da energia que ia ser libertada para a fonte fria e reutilizá-la no ciclo. O efeito do aumento da eficiência do regenerador é aumento da eficiência do ciclo, mas essa variação não é linear como podemos ver na Figura 3.32. O aumento da eficiência do regenerador, para as mesmas condições de funcionamento, faz com que o ciclo funcione de

forma mais eficiente. Para esta simulação temos que ter em consideração que a temperatura T_H e a rotação estão fixa, isto é, mantendo as condições externas.

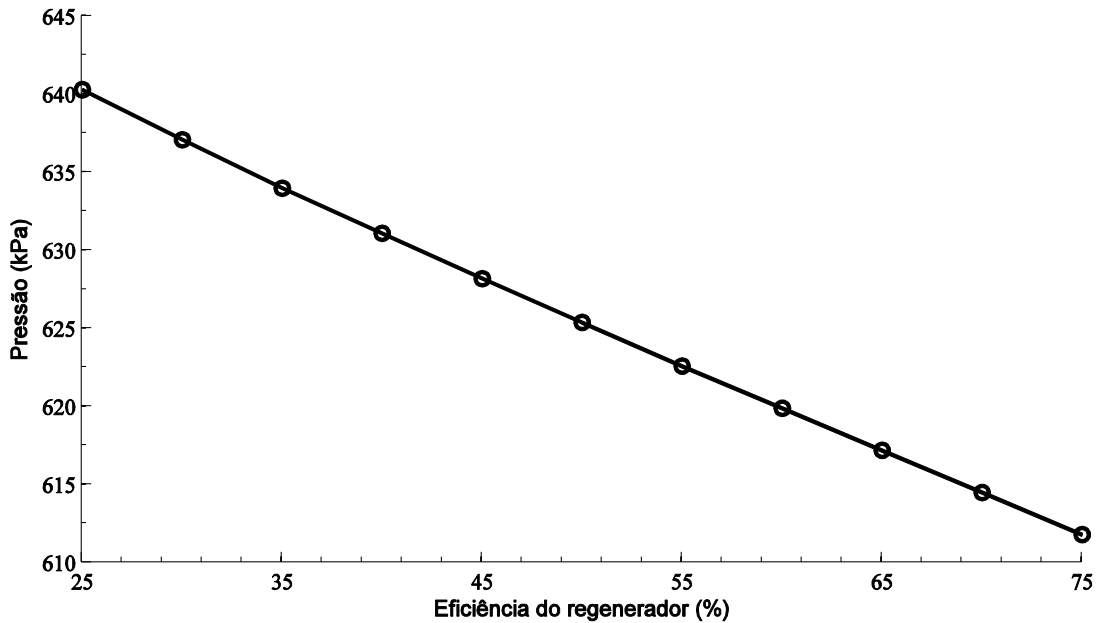


Figura 3.34: Pressão em função de ε

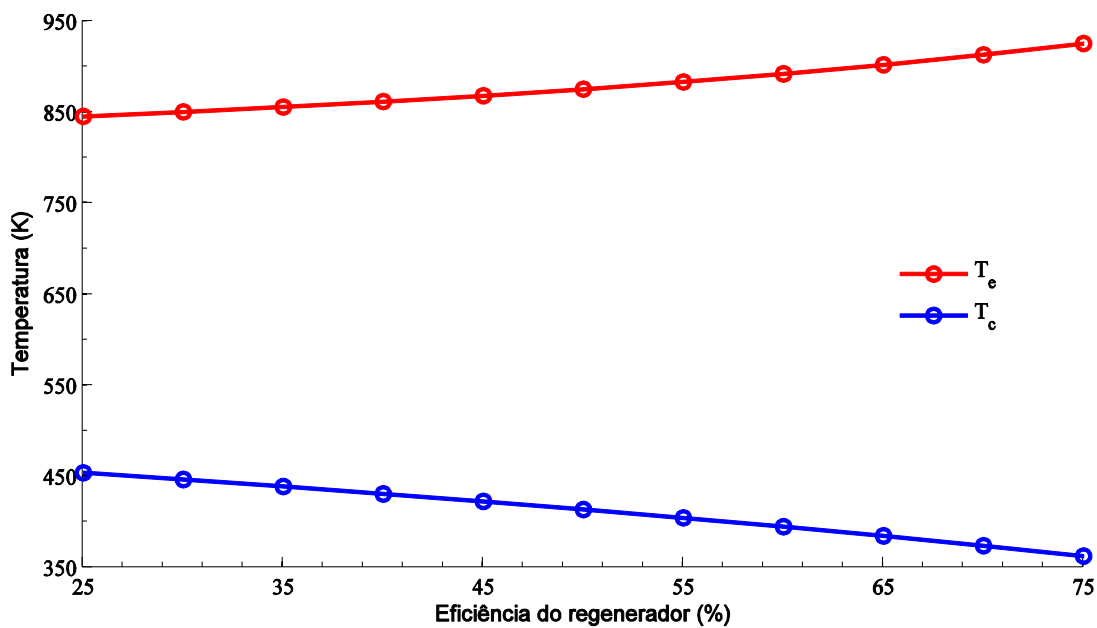


Figura 3.35: Temperatura em função de ε

O facto de o regenerador ser mais eficiente faz com que a temperatura média na zona de expansão aumente e na de compressão o diminua. Estes efeitos combinados fazem com que a pressão média do sistema diminua ligeiramente e como já foi referido, a pressão máxima ao longo de um ciclo acontece quando o volume da zona de compressão é mínima, portanto a diminuição da temperatura nessa zona tem um peso maior na pressão.

4) Variação da pressão de carga do motor

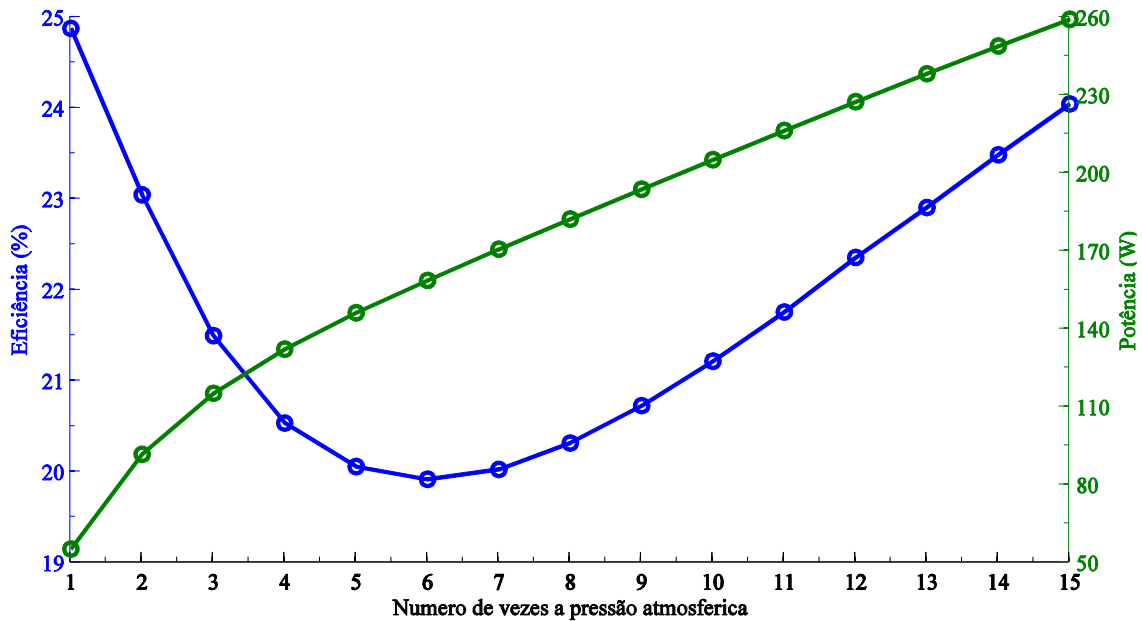


Figura 3.36: Eficiência e potência em função do P_0

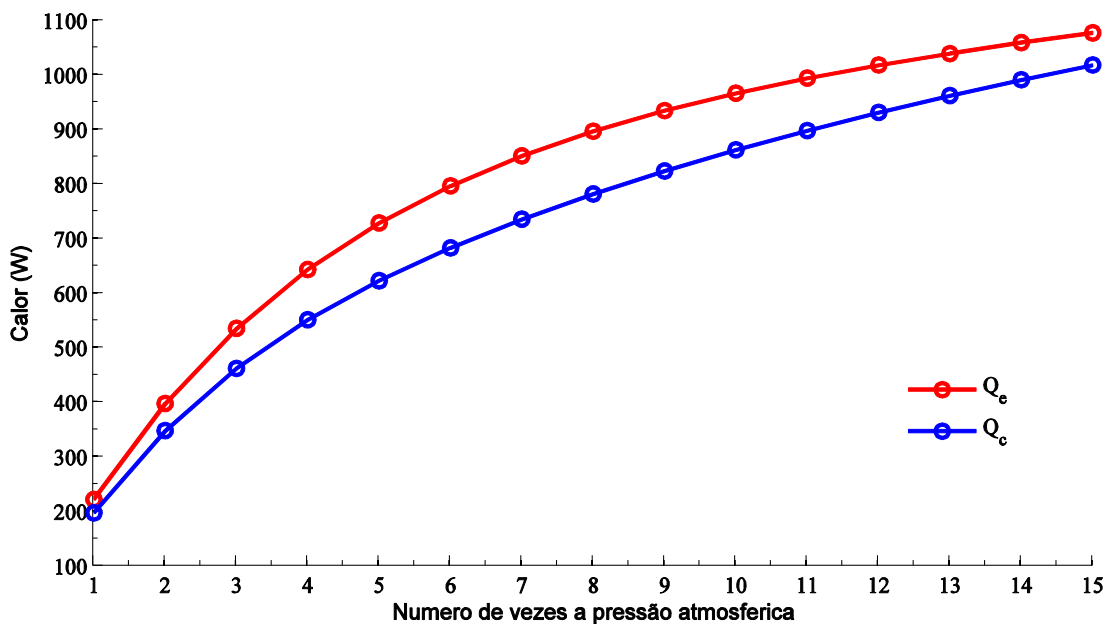


Figura 3.37: Calor em função do P_0

Com o aumento da pressão inicial de carga do motor e mantendo todas as outras variáveis fixas, está-se a aumentar o número de moles de gás dentro do motor. Para pressões maiores temos maiores potências, pela definição do trabalho. A eficiência não tem sempre o mesmo comportamento, uma vez que o aumento da pressão faz aumentar a potência extraída assim como o calor na zona de expansão, fazendo com que a razão entre estes tenha um comportamento que resulta num mínimo de eficiência para pressões de carga intermédias. Relativamente ao aumento do calor transferido nas câmaras, este está

relacionado com a diminuição da temperatura na zona de expansão e o aumento na de compressão.

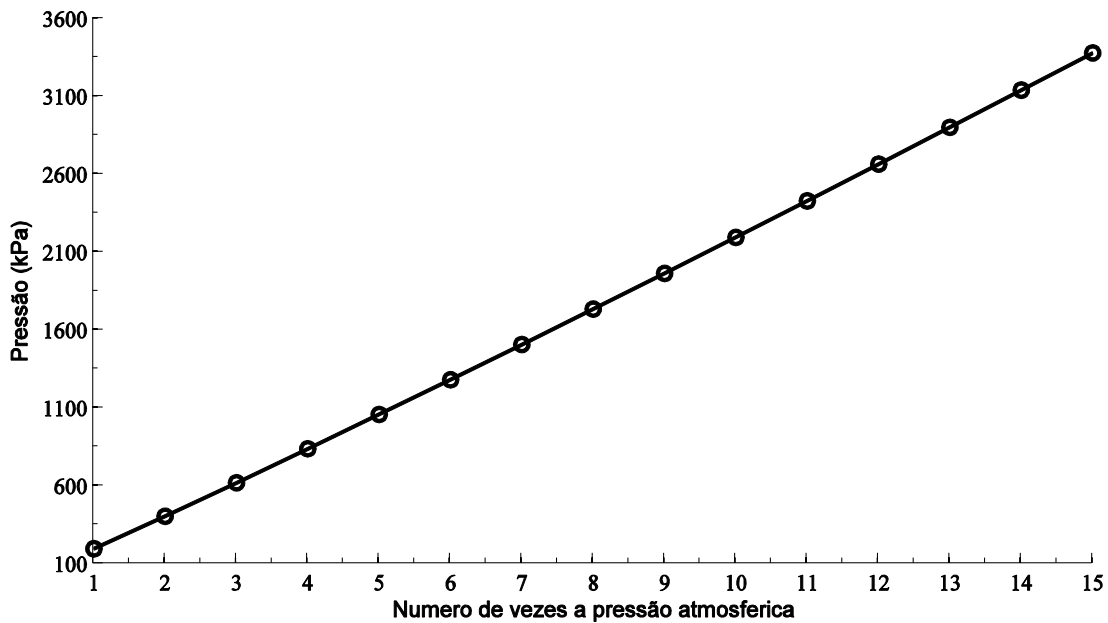


Figura 3.38: Pressão em função do P_0

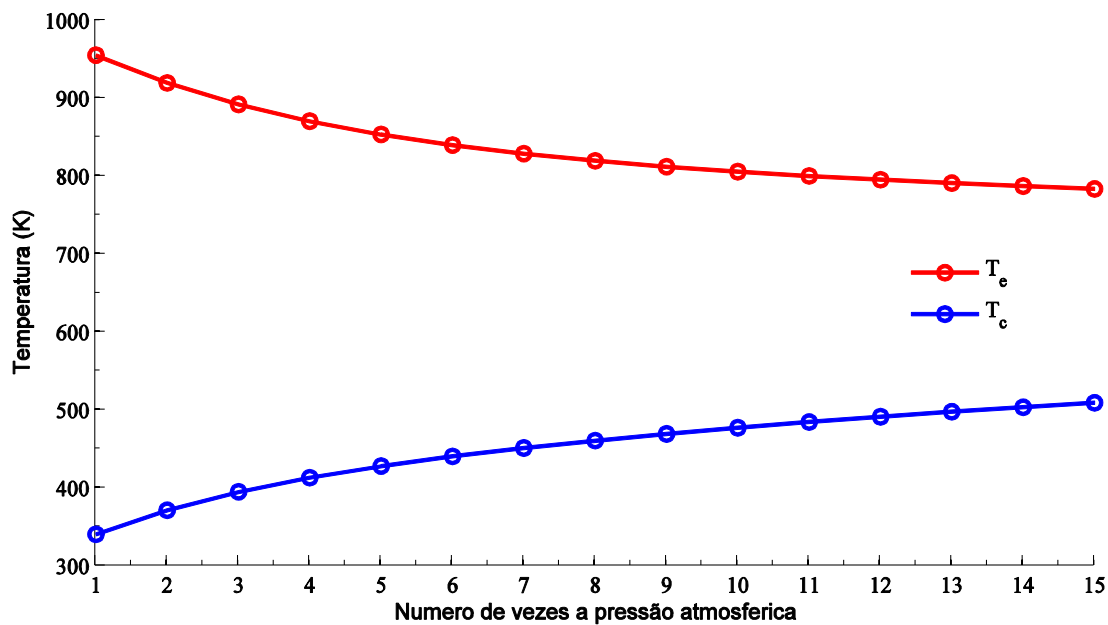


Figura 3.39: Temperatura em função do P_0

Quando a pressão inicial é mais elevada, a pressão média do motor também aumenta, o que quer dizer que o trabalho trocado nas câmaras é maior, fazendo com que a temperatura na zona de expansão diminua uma vez que fornece mais trabalho para a vizinhança.

5) Variação do coeficiente de transferência de calor ($h_e=h_c$)

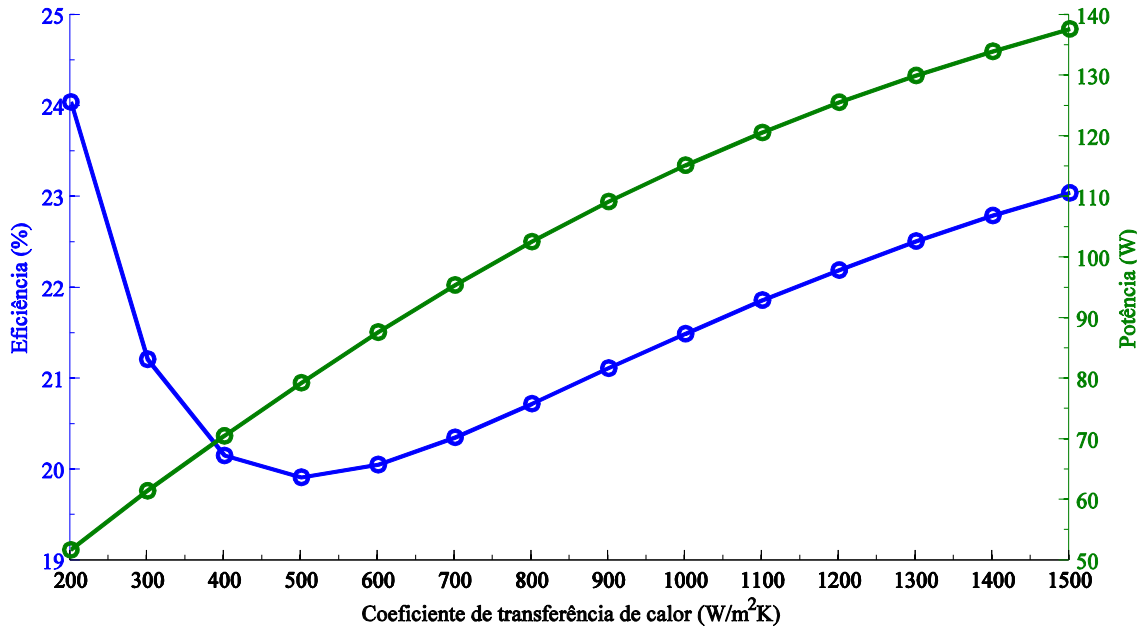


Figura 3.40: Eficiência e potência em função do h_e e h_c

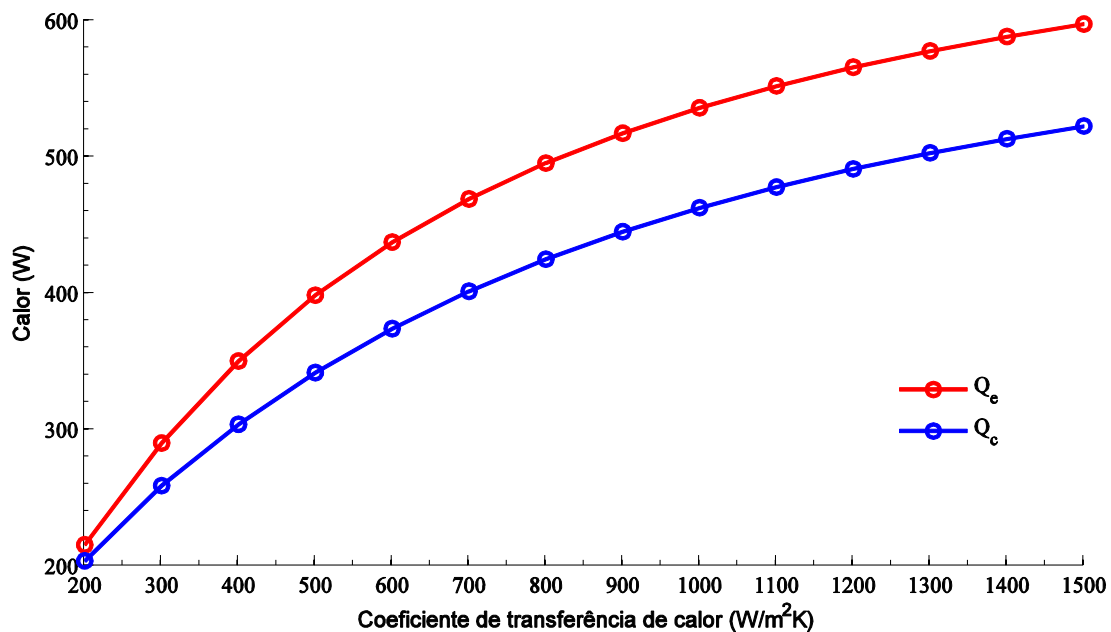


Figura 3.41: Calor em função do h_e e h_c

Variando os coeficientes de transferência de calor nas câmaras, altera-se o calor transferido, portanto o seu aumento provoca um aumento de transferência de calor, o que também corresponde um aumento da potência extraída. O aumento da transferência de calor nas duas câmaras é diferente, fazendo com que a eficiência tenha o comportamento mostrado na figura, sendo que pode haver instantes em que o facto de se aumentar o coeficiente (não esquecendo que se alterou para a fonte fria e quente) aumenta o calor transferido mas a potência não aumenta de igual modo de forma a aumentar a eficiência. Isso também pode

ser devido ao facto de estarmos a considerar os coeficientes igual para as duas câmaras.

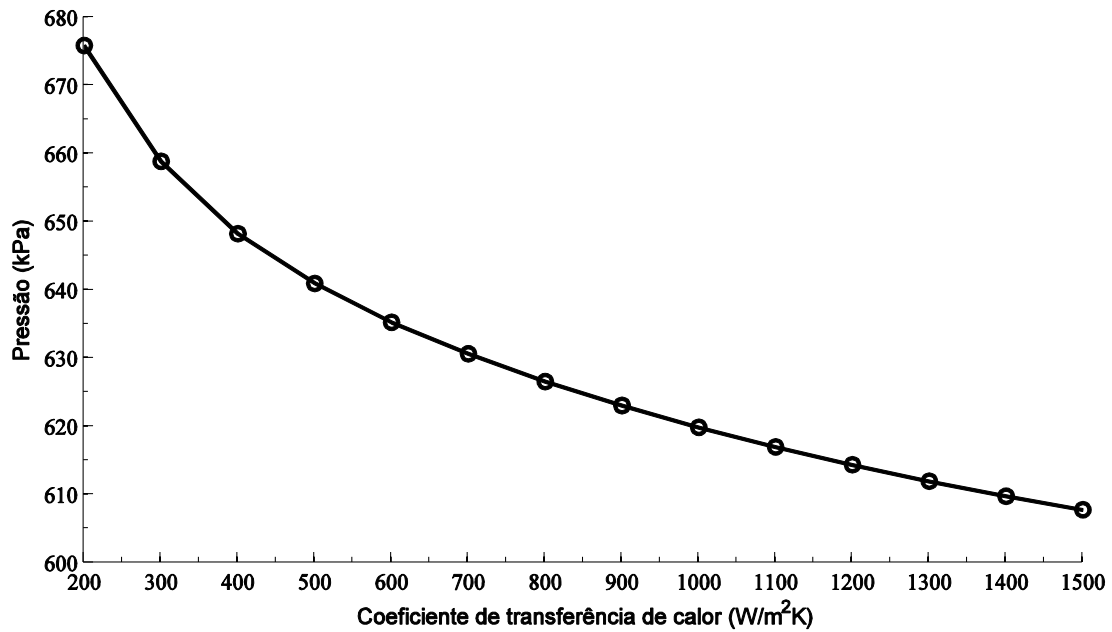


Figura 3.42: Pressão em função do h_e e h_c

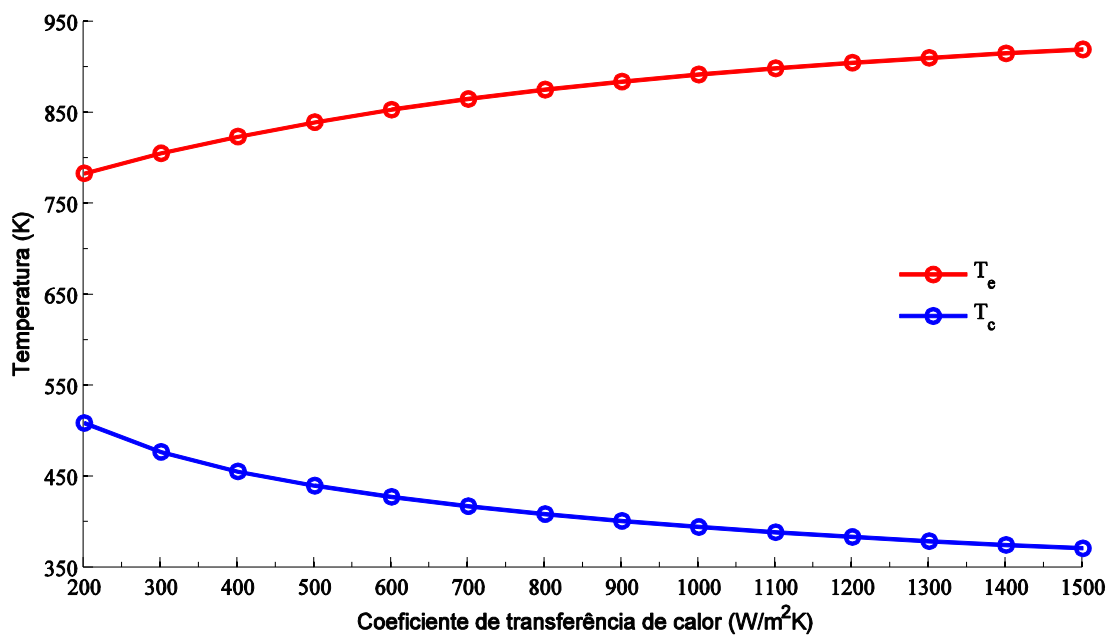


Figura 3.43: Temperatura em função do h_e e h_c

O calor transferido nas câmaras varia de tal forma que a temperaturas média das câmaras também varia. Para o caso da zona de expansão a temperatura aumenta sendo que recebe mais energia e na zona de compressão a temperatura diminui pelo facto de se estar a libertar mais calor para a fonte fria. A diminuição da pressão média é devida principalmente à diminuição da temperatura média na zona de compressão, apesar do aumento na de expansão.

4 Modelação de um sistema de termoelectricidade solar com motor de Stirling e disco parabólico

Neste capítulo iremos fazer a modelação do funcionamento do motor de Stirling acoplado a um disco parabólico e a um gerador eléctrico. Será feita a modelação do sistema de concentração, da transferência de calor no recetor, do ciclo de Stirling que converte a energia térmica em energia mecânica e, por fim, a modelação da geração eléctrica. Para estas simulações, foram incluídas as várias eficiências do sistema, desde a eficiência óptica até à eléctrica.

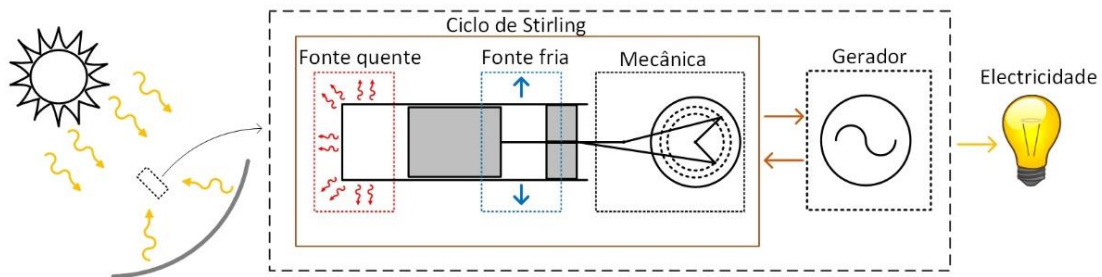


Figura 4.1: Conversão termoelétrica solar Stirling com disco parabólico

4.1 Sistema de concentração

Os concentradores típicos para motores de Stirling existentes em aplicações de termoelectricidade solar têm uma geometria do disco parabólico, onde teoricamente os raios paralelos incidentes no refletor são concentrados num único ponto. Nesta configuração existe um seguimento a dois eixos. É neste processo que se dá a transformação da energia solar em energia térmica, e que constitui a fonte quente do motor de Stirling.

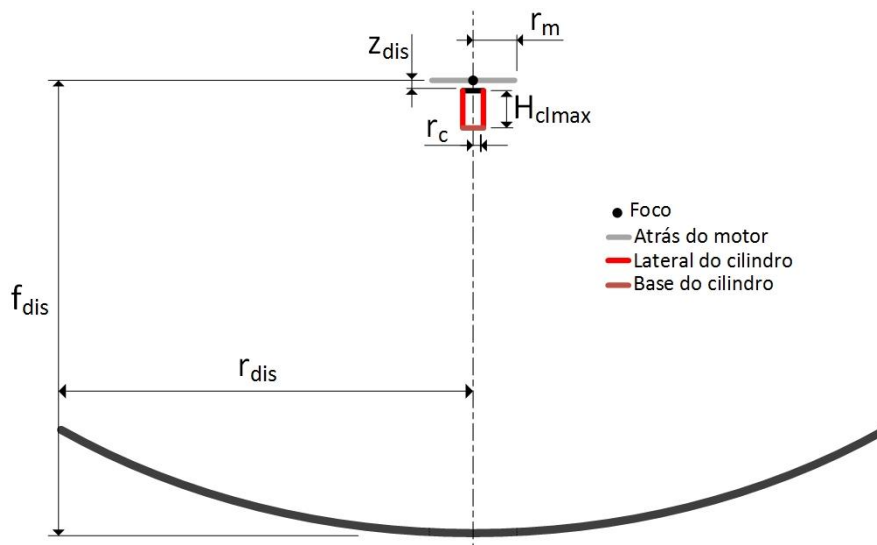


Figura 4.2: Disco parabólico motor de Stirling

Na Figura 4.2 está representada a secção do disco parabólico. Ligeiramente abaixo do foco temos um cilindro, que representa a fonte quente do motor de Stirling. O cilindro está ligeiramente abaixo do foco para que a radiação incida numa área maior do cilindro. Se o topo do cilindro estiver exatamente no foco, boa parte do cilindro não é iluminado. O raio do refletor depende do fator de concentração pretendido, do raio e comprimento do cilindro no absorvedor e do raio da superfície circular que simula o que está atrás do motor.

$$A_{ir} = A_H C \quad (4.1)$$

Tendo em conta a sombra que o suporte do motor faz no refletor temos que:

$$A_{ir} = \pi(r_{dis}^2 - r_m^2) \quad (4.2)$$

Usando a equação (4.1) e (4.2) obtém-se

$$r_{dis} = \sqrt{\frac{A_H C}{\pi} + r_m^2} \quad (4.3)$$

Para este caso o cilindro foi colocado ligeiramente abaixo do foco e usou-se:

$$z_{dis} = \frac{H_{clmax}}{4} \quad (4.4)$$

4.1.1 Simulação do sistema de concentração

A simulação ótica foi feita usando o Tonatiuh, onde se simulou o concentrador acima descrito e se fez um pós-processamento dos resultados de modo a saber o fluxo total no absorvedor, assim como a sua distribuição. Para a simulação não se teve em conta os defeitos de construção dos materiais, ou seja, consideraram-se materiais ideais. Também se considerou o refletor perfeitamente orientado para o sol, sendo então os raios perpendiculares à secção de abertura do refletor. As dimensões e condições de simulação encontram-se na tabela abaixo.

Tabela 4.1: Condições de simulação do sistema de concentração

<i>C</i>	250
<i>r_{dis} (cm)</i>	63.196
<i>r_m (cm)</i>	5
<i>f_{dis} (cm)</i>	70
<i>z_{dis} (cm)</i>	0.8525
<i>G_t (Wm⁻²)</i>	800
<i>N_r</i>	250 Milhões
<i>ρ</i>	0.95
<i>Buie [29]</i>	2%
<i>Divisões cilíndrica</i>	80x80
<i>Divisões circular</i>	30x30

Foi usado um factor de concentração de 250 que resulta de um compromisso entre a potência que se queria obter e a eficiência do sistema, como discutido no capítulo anterior.

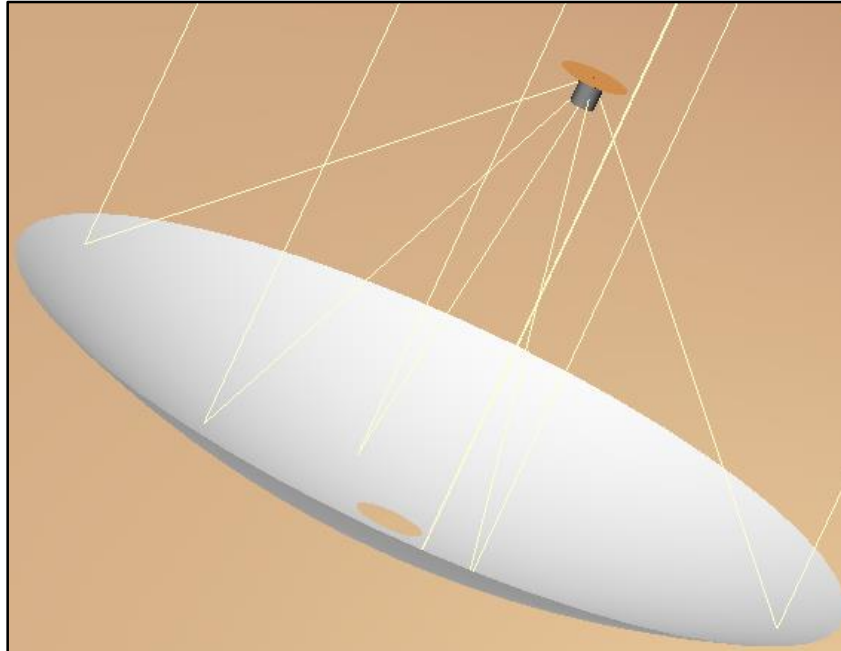


Figura 4.3: Simulação Tonatiuh do sistema de concentração

Para este estudo considerou-se uma fonte finita, em condições de céu limpo, onde usou a distribuição Buie [29] para descrever a fonte de radiação. Para a representação do fluxo dividiu-se o absorvedor em dois, a área circular que é a base do cilindro e a zona cilíndrica.

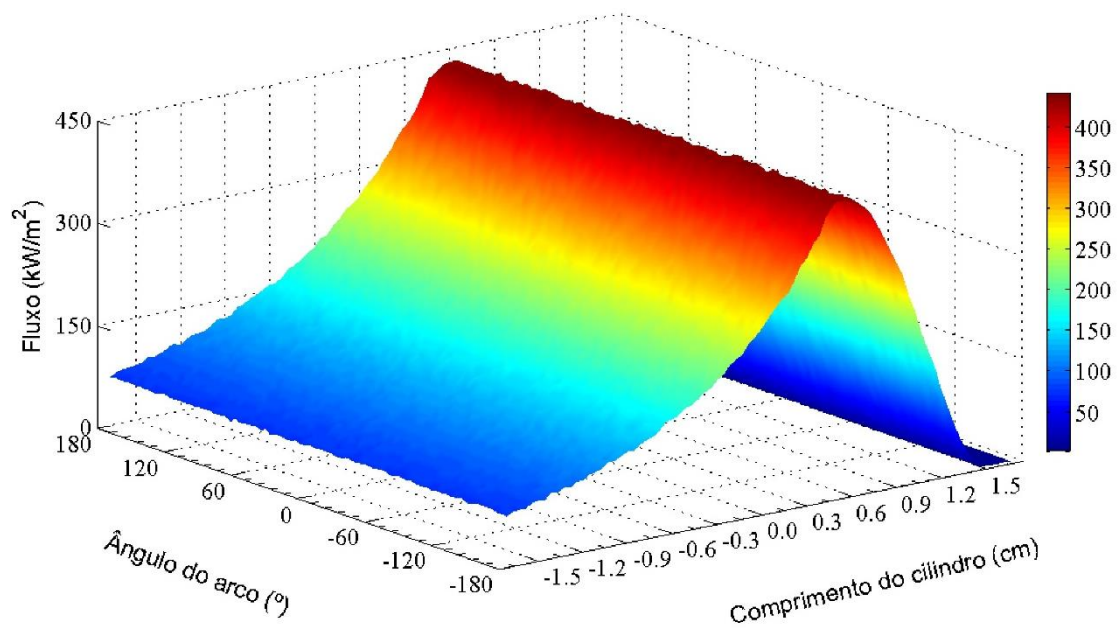


Figura 4.4: Fluxo ao longo do comprimento do cilindro

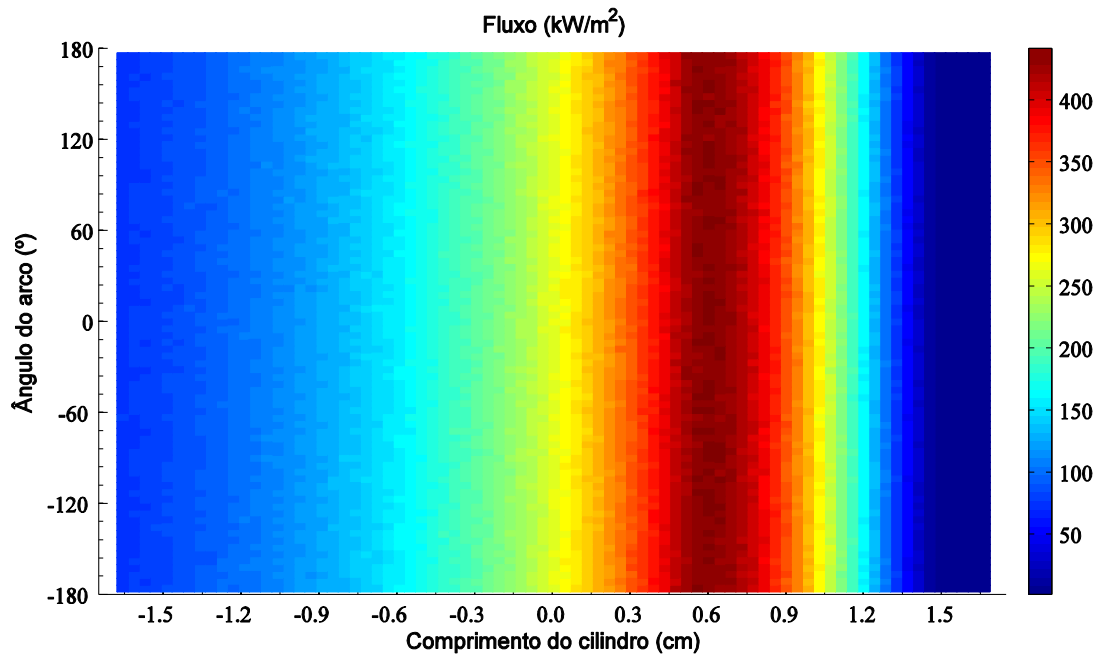


Figura 4.5: Distribuição do fluxo 2D no cilindro

Os gráficos estão centrados de modo a que o centro da superfície esteja no ponto (0, 0). Como podemos ver o valor máximo de fluxo não acontece a meio do cilindro, mas ligeiramente acima. Uma forma de deslocar este pico é variar o foco ou deslocar o cilindro.

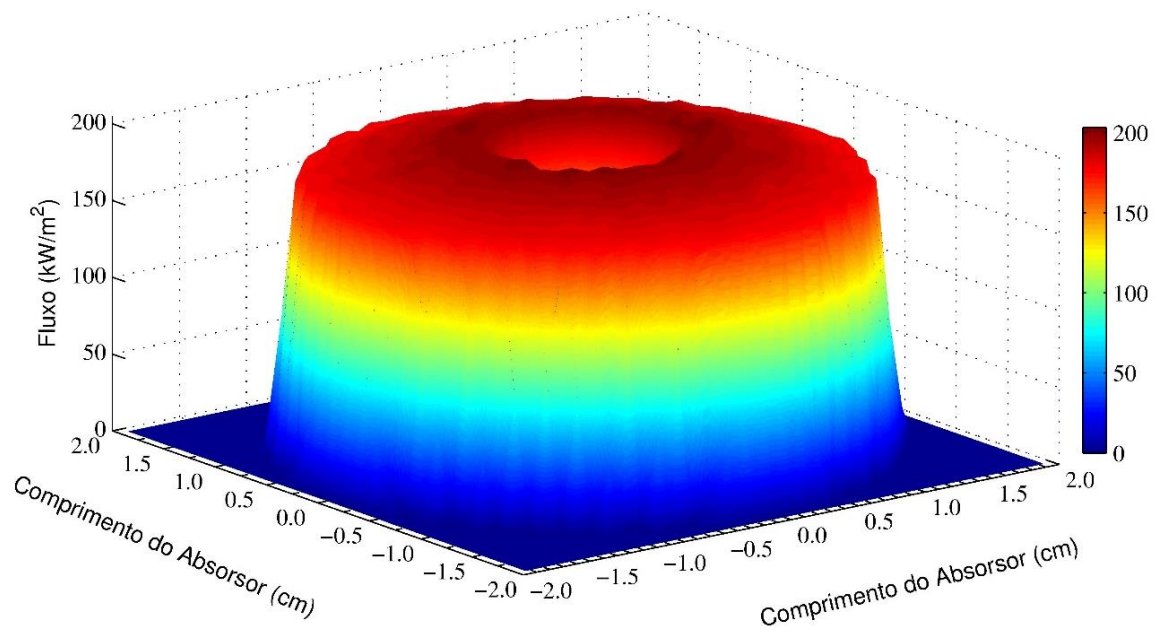


Figura 4.6: Fluxo na base circular do cilindro

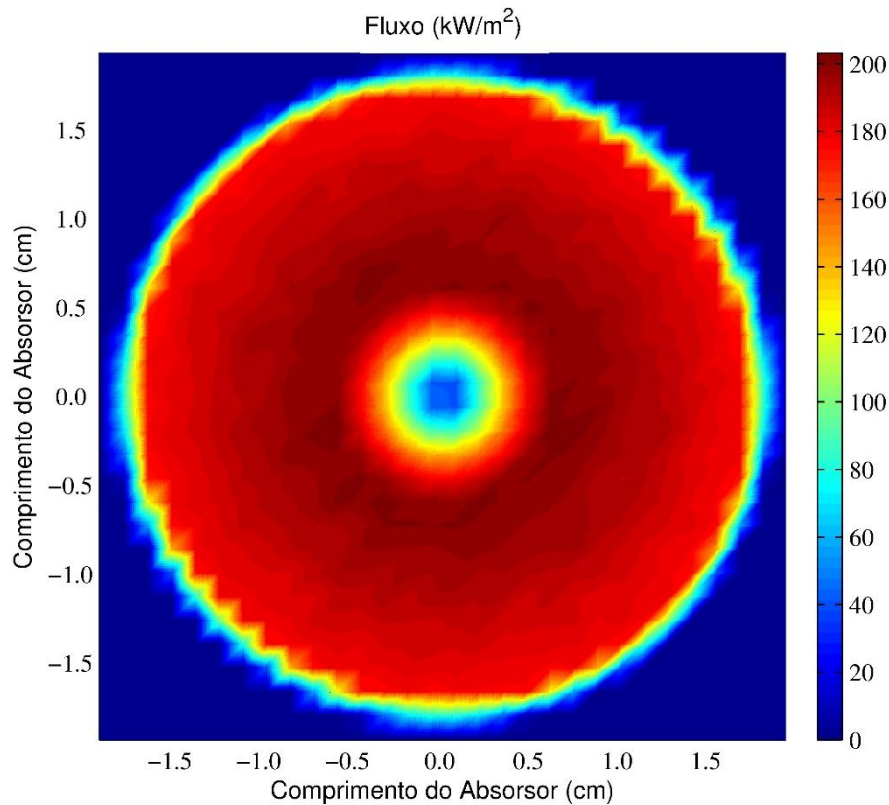


Figura 4.7: Fluxo na base do cilindro circular 2D

É de referir que para o caso da base circular do cilindro, o ideal seria fazer a contagem em coordenadas polares, em vez de contar numa malha retangular. Apesar de não se ter feito da melhor forma, foi possível obter de forma bastante aproximada o fluxo nessa superfície.

Como podemos ver nos gráficos a radiação é quase uniforme na base do cilindro. Existe uma queda brusca de radiação no centro que é devida ao efeito de sombreamento do próprio motor, fazendo que tenha menos fluxo. Fazendo a contagem dos fótons nas componentes e relacionando com a potência por fóton dado pelo Tonatiuh consegue-se calcular as respetivas potências e a eficiência, que é definida como:

$$\eta_{ot} = \frac{P_{cir} + P_{cl}}{P_{dis}} \quad (4.5)$$

Tabela 4.2: Potência e eficiência do sistema de concentração

P_{dis} (W)	997.22
P_{cir} (W)	186.42
P_{cl} (W)	755.99
η_{ot}	0.945

A potência total no absorsor é a soma das potências na base circular e no cilindro.

4.2 Modelo térmico do absorsor

Para o modelo térmico foram aplicadas as leis de transferência de calor referidas no capítulo 2. Este é o modelo que liga a ótica ao ciclo de Stirling. O objetivo é saber a temperatura da fonte quente em função dos vários fluxos de energia. Os resultados do sistema de concentração são depois usados no modelo térmico. É de referir que se considerou a radiação no absorsor distribuída uniformemente, ou seja a análise térmica foi feita de forma unidimensional, considerando a temperatura uniforme em todo o absorsor. Na Figura 4.8 estão representados os fluxos de energia presente no absorsor.

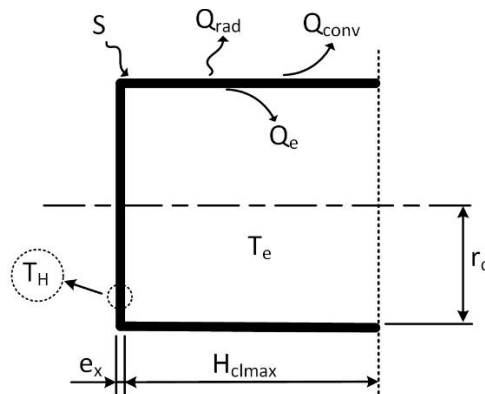


Figura 4.8: Fluxo de energia no absorsor

Para este modelo não se considerou a resistência térmica de condução na parede do absorsor, o que significa que se considerou que o material é bom condutor e a espessura é pequena.

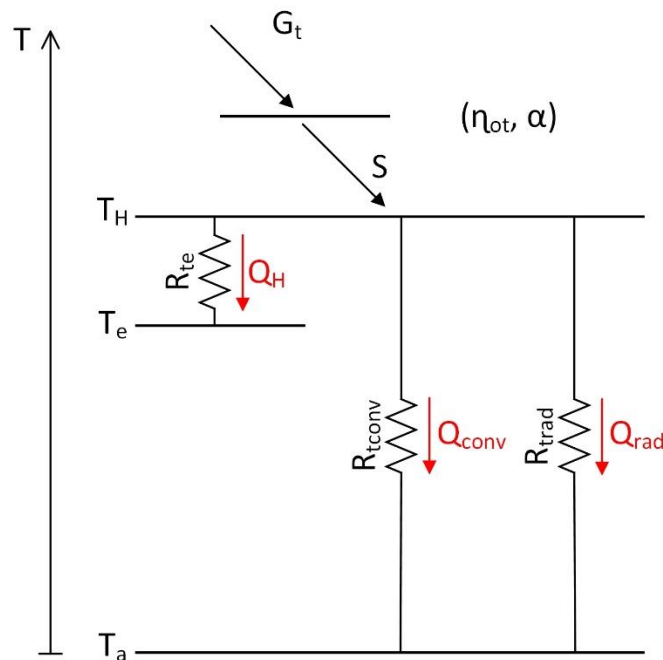


Figura 4.9: Esquema de resistências térmicas e de fluxos de energia

Aplicando as leis de conservação da energia e de transferência de calor, resulta um sistema de equações:

$$Q_u = S - Q_{rad} - Q_{conv} - Q_e \quad (4.6)$$

$$Q_u = mc_p \frac{dT_H}{dt} \quad (4.7)$$

$$S = \alpha(P_{cir} + P_{cl}) \quad (4.8)$$

$$Q_{rad} = A_H h_{rad}(T_H - T_a) \quad (4.9)$$

$$h_{rad} = \sigma \varepsilon (T_H + T_a)(T_H^2 + T_a^2) \quad (4.10)$$

$$Q_{conv} = A_H h_{conv}(T_H - T_a) \quad (4.11)$$

$$h_{conv} = \frac{Nuk}{L_H} \quad (4.12)$$

$$Nu = 0.68 + \frac{0.67Ra^{0.25}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}} \quad \text{para } Ra < 10^9 \quad (4.13)$$

$$Ra = PrGr \quad (4.14)$$

$$Gr = \frac{gBL_H^3}{\nu^2}(T_H - T_a) \quad (4.15)$$

$$B = \frac{1}{T_m} \quad (4.16)$$

$$T_m = \frac{T_H + T_a}{2} \quad (4.17)$$

$$\eta_{ter} = \frac{\bar{Q}_e}{\bar{S}} \quad (4.18)$$

Como se pode verificar, foi tida em conta a influência dos componentes para o cálculo dos coeficientes de perdas de calor. O número de Nusselt usado foi para convecção natural num cilindro vertical [30]. As propriedades do ar (P_r , k e ν) que está à volta do cilindro variam com a temperatura a que o ar se encontra. Para isso ajustaram-se polinómios que descrevessem essas grandezas em função da temperatura média do ar em torno do cilindro.

$$\text{Condutividade: } k = a_k T_m^4 + b_k T_m^3 + c_k T_m^2 + d_k T_m + e_k \quad (4.19)$$

$$\text{Viscosidade: } \nu = a_\nu T_m^3 + b_\nu T_m^2 + c_\nu T_m + d_\nu \quad (4.20)$$

$$\text{Prandtl: } P_r = a_{pr} T_m^4 + b_{pr} T_m^3 + c_{pr} T_m^2 + d_{pr} T_m + e_{pr} \quad (4.21)$$

A tabela dos coeficientes pode ser consultada no anexo 5. O material usado no absorvor foi o aço, cujas propriedades estão na Tabela 4.3.

Tabela 4.3: Parâmetros térmicos de base

c_p ($JKg^{-1}K^{-1}$)	460
ρ (Kgm^{-3})	7860
ε	0.8
α	0.9
σ ($Wm^{-2}K^4$)	5.6696e-8
g (ms^{-2})	9.81
G_t (Wm^{-2})	800
T_{H0} (K)	800

4.2.1 Eficiências térmica e do ciclo

Nesta parte fez-se um estudo da eficiência térmica e do ciclo em função do fator de concentração usando o modelo térmico acima referido e o do ciclo descrito no capítulo anterior, onde se impôs uma frequência de rotação de 1500 rpm e se assumiu uma eficiência ótica de 0.95, permitindo saber a potência que chega ao absorvedor, e que relacionando-a com a sua área e a absorvidade, calcula-se a radiação absorvida. Mesmo impondo a rotação o sistema tem uma fase transiente, da parte térmica, mas os resultados aqui apresentados são valores por ciclo depois de o sistema já estar estabilizado. Para este caso o passo de tempo utilizado para a simulação foi de 5e-5 segundos. As condições do ciclo e térmica são as condições do modelo base.

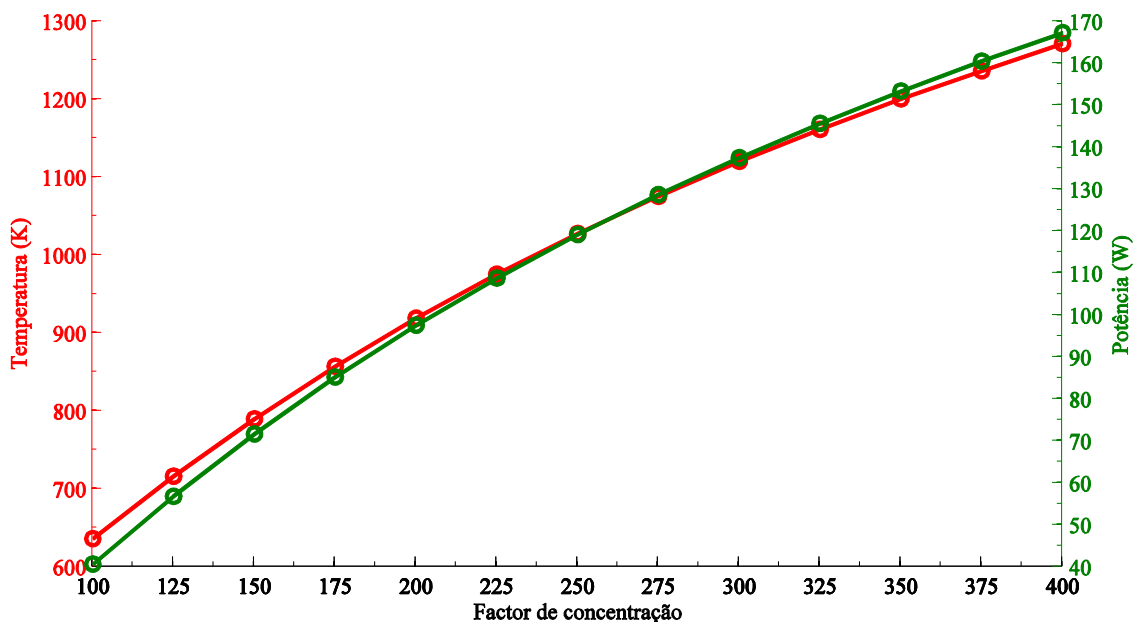


Figura 4.10: Temperatura e potência em função de fator de concentração

Quando se aumenta o fator de concentração aumenta também a temperatura do cilindro e, por conseguinte, ocorrem aumentos da potência. A variação do fator de concentração tem um efeito semelhante ao de variar a temperatura da fonte

quente como no estudo feito no capítulo 3. Só que essa relação não é linear, como se pode ver na Figura 4.10.

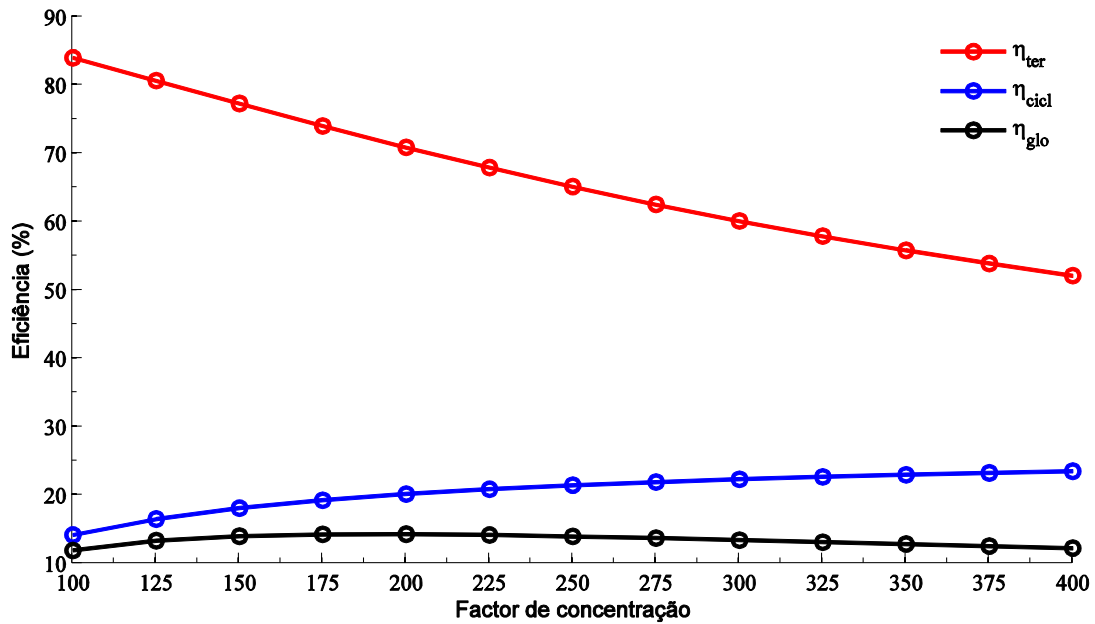


Figura 4.11: Eficiências em função do fator de concentração

O aumento do fator de concentração, provoca um aumento da temperatura e, por conseguinte a eficiência do ciclo também aumenta, enquanto que a eficiência térmica diminui pelo facto das perdas aumentarem, principalmente por radiação. A eficiência total é o produto entre essas duas eficiências existindo um ponto para o qual a eficiência global é máxima. Esse ponto corresponde a um fator de concentração de 200, e valores de eficiências de 20.18% e 70.93%, respetivamente.

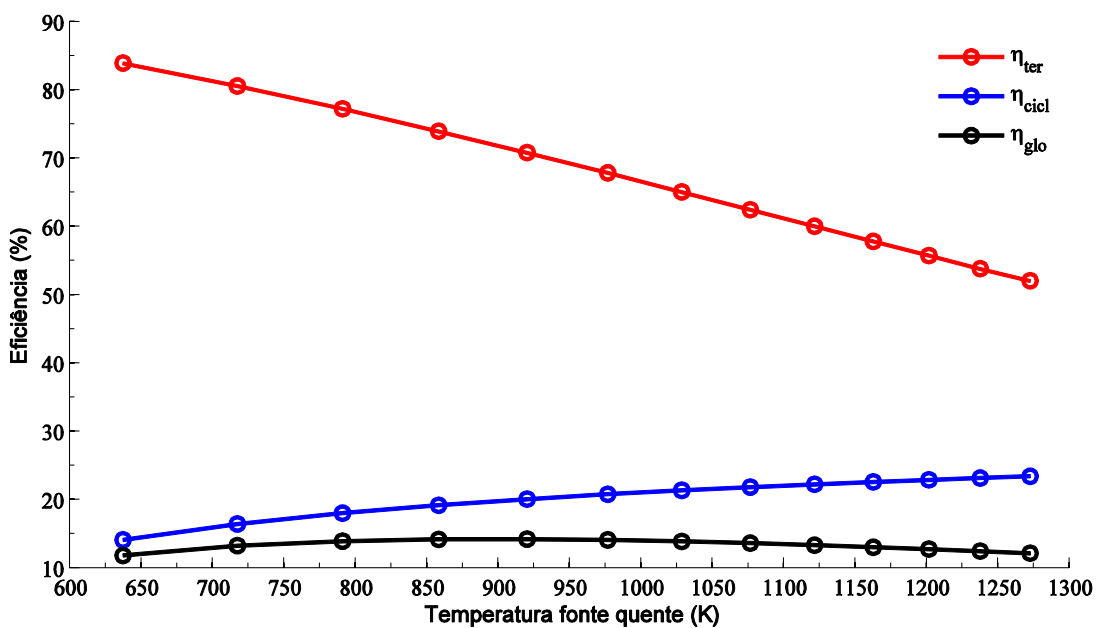


Figura 4.12: Eficiências em função da temperatura

Podemos ver que a temperatura ótica para eficiência máxima é em torno dos 920 K. Para este ponto a potência total produzida é de 97.66 Watt. Uma forma de aumentar a eficiência térmica é melhorar o absorvedor no sentido de diminuir as perdas por radiação, que é o principal causador da diminuição da eficiência térmica.

4.3 Modelo elétrico/mecânico

A conversão de energia mecânica em energia elétrica foi feita simulando um gerador síncrono de corrente alternada trifásica de ímanes permanentes. O gerador usado foi um modelo já disponível no simulink, onde estão incluídas as equações do modelo elétrico.

$$\frac{di_d}{dt} = \frac{V_d}{L_d} - \frac{R_s i_d}{L_d} + \frac{L_q p w i_q}{L_d} \quad (4.22)$$

$$\frac{di_q}{dt} = \frac{V_q}{L_q} - \frac{R_s i_q}{L_d} - \frac{L_d p w i_d}{L_q} - \frac{\lambda p w}{L_q} \quad (4.23)$$

$$\tau_{elec} = 1.5p[\lambda i_q + (L_d - L_q)i_d i_q] \quad (4.24)$$

$$\frac{dw}{dt} = \frac{\tau_{elec} - \tau_{ae} - bw - \tau_{mec}}{J} \quad (4.25)$$

$$\frac{d\theta}{dt} = w \quad (4.26)$$

onde i_d e i_q são as correntes elétricas, V_d e V_q as tensões, L_d e L_q as indutâncias, respectivamente, para os eixos d e q . R_s é a resistência elétrica dos enrolamentos no estator, p é o número de pares de polos, w é a velocidade angular do rotor, λ é a amplitude do fluxo induzido pelo íman do rotor nas fases, τ_{elec} , τ_{ae} e τ_{mec} são, respectivamente, torque eletromagnético, de atrito estático do veio e mecânico, b é o coeficiente de *damping*, J é o momento de inercia e θ é a posição angular do rotor.

O gerador usado pertence ao pacote da *Simscape*, *SimPowersystems*, *machine*, *Permanent Magnet Synchronous Machine* [31], e o modelo utilizado foi 06: 10 Nm 300 Vdc 2300 RPM – 14.2 Nm. O gerador tem uma ligação interna em estrela, o qual foi ligado a três cargas em estrela. Para este caso foram usadas apenas cargas resistivas e de acordo com o esquema apresentado na Figura 4.13.

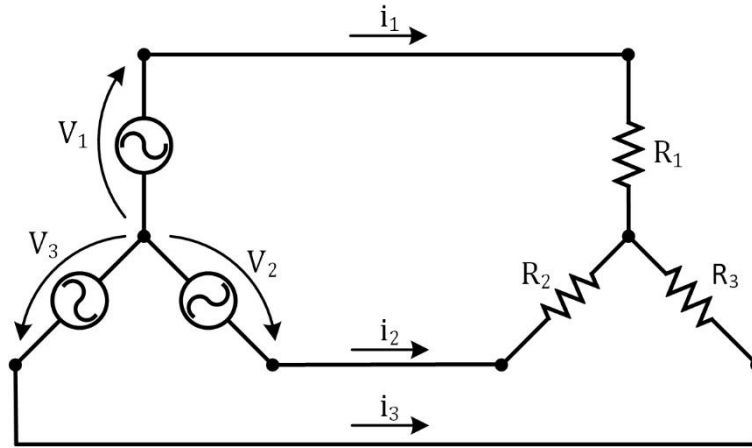


Figura 4.13: Sistema de carga

Nos casos anteriores, era imposta sempre uma rotação do gerador e analisava-se o ciclo com essa rotação. Usando o gerador elétrico acoplado, a velocidade fica imposta pelo gerador, que depois estabiliza numa rotação dependendo das condições de funcionamento. Para interligar o modelo do motor de Stirling ao modelo do gerador elétrico, é usado o torque gerado pelo motor. Com a rotação consegue-se saber a posição θ para cada instante, que é uma variável no modelo do motor de Stirling. Para o cálculo do torque na parte do ciclo de Stirling usaram-se as seguintes equações:

$$F_p = \pi r_c^2 (P - P_a) \quad (4.27)$$

$$t_{mec} = F_p \cos(\theta) r_{fp} \quad (4.28)$$

O torque foi calculado de uma forma simples, onde se desprezou as massas dos componentes mecânicos e desprezou-se o facto do braço do pistão estar a rodar. O que realiza trabalho é o pistão, sendo que também se desprezam as massas do deslocador e do pistão. Assume-se que o deslocador não consome trabalho, mas na prática, apesar de ser muito leve, consome algum trabalho. Para o cálculo da potência mecânica e elétrica usou-se:

$$\bar{W}_{mec} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} t_{mec} \omega dt = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} t_{mec} \omega d\theta \quad (4.29)$$

$$\bar{W}_{elec} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} (V_1 i_1 + V_2 i_2 + V_3 i_3) dt = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (V_1 i_1 + V_2 i_2 + V_3 i_3) d\theta \quad (4.30)$$

$$\eta_{mec} = \frac{\bar{W}_{mec}}{\bar{W}_T} \quad (4.31)$$

$$\eta_{elec} = \frac{\bar{W}_{elec}}{\bar{W}_{mec}} \quad (4.32)$$

Tabela 4.4: Características do gerador elétrico

<i>Numero de fases</i>	3
$R_s (\Omega)$	0.4578
$L_d (H)$	0.00334
$L_q (H)$	0.00334
$\lambda (V.s)$	0.171
$J (Kgm^2)$	0.001469
$b (Nmsrad^{-1})$	0.0003035
p	4
$\tau_{ae} (N.m)$	0

4.3.1 Variação da carga do sistema

Antes de apresentar todos os resultados finais, fez-se um estudo do comportamento do ciclo em função da carga elétrica ligada. Para a variação da carga usaram-se as condições térmicas, do ciclo e elétricos de base, e onde se assumiu uma eficiência ótica de 0.95 e um fator de concentração de 250 e não 200 por uma razão de compromisso entre potência e eficiência. Os valores apresentados são médias por ciclo depois do sistema estabilizar. O passo de tempo utilizado para resolver o sistema completo foi de 5e-5 segundos.

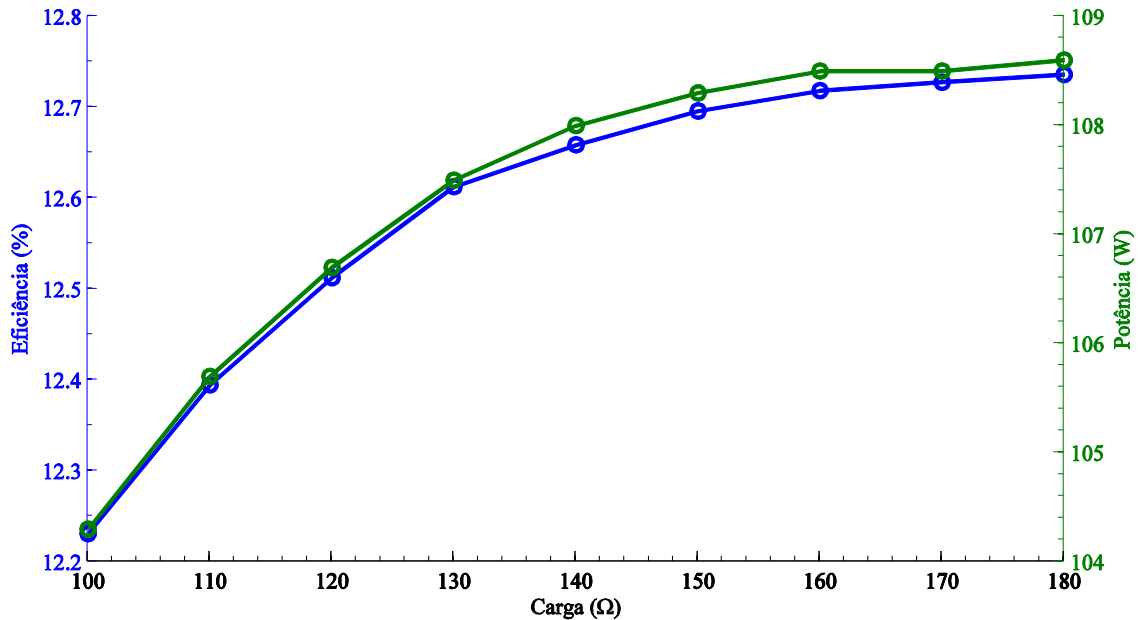


Figura 4.14: Eficiência e potência em função da carga

O efeito da variação da carga não afeta muito a potência assim como o rendimento, portanto esses não variam muito com a carga, principalmente para valores de cargas mais altas.

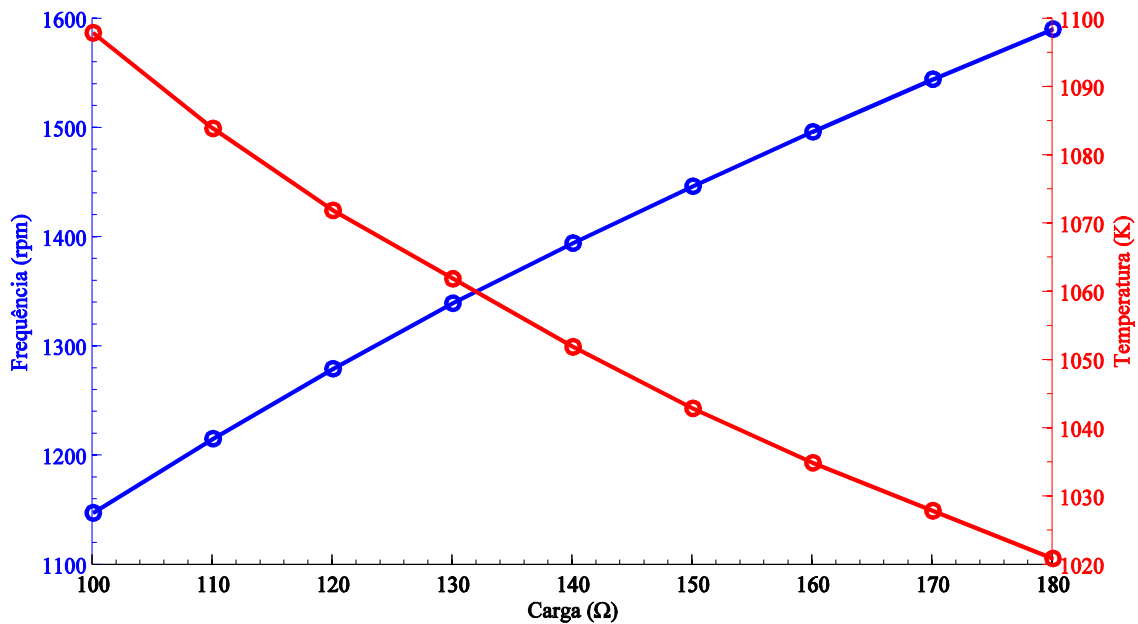


Figura 4.15: Frequência e temperatura em função da carga

O efeito da variação da carga é mais sentido na rotação do sistema. O facto de aumentar a carga está-se a tender para um circuito aberto, portanto tende para uma situação como se o motor estivesse a trabalhar em vazio. Para cargas pequenas a corrente do sistema é mais elevada, portanto está a tender para o curto-circuito. A temperatura diminui pelo facto de estarmos a extrair mais energia do cilindro, como se pode ver na Figura 3.25, e o calor que é extraído da fonte quente aumenta com a rotação mas a temperatura não varia muito.

4.4 Resultados da simulação do sistema

Nesta secção são apresentados os resultados do modelo completo do sistema com motor de Stirling, portanto, com os resultados de concentração acima referidos, e os modelos térmico, do ciclo e elétrico. Nesta parte apresentaremos a fase transiente do ciclo. As condições que se usaram para o modelo completo, foram as condições de base anteriormente referidas e uma carga resistiva de 100 Ω igual para as três fases. O passo de tempo utilizado foi de 5e-5 segundos.

4.4.1 Fase transiente

O sistema precisa de algum tempo para se estabilizar, em função da condição inicial imposta. As condições iniciais são fundamentais para que o sistema arranque ou estabilize de forma mais ou menos rápida. Em algum dos casos anteriores também ocorria fase transiente, mas que não foi mostrada porque o

objetivo era só analisar os valores por ciclo. As condições iniciais são o motor de arranque (w_0 e Δt), a posição inicial do cilindro (θ_0), as temperaturas iniciais de cada câmara (T_{e0}, T_{r0}, T_{c0}), a temperatura inicial da fonte quente e fonte fria (T_{H0}), a pressão inicial do cilindro (P_0). Usando a equação do estado consegue-se saber o número de moles inicial de gás. Em termos elétricos é preciso introduzir as correntes iniciais, que para este caso foram consideradas nulas. O esquema de arranque que se construiu foi, carregar o motor com um determinado número de moles, atribuir um valor inicial a T_H e depois arrancar com o motor.

O motor de arranque foi simulado com uma velocidade angular inicial ao longo de um período de tempo curto. As condições iniciais do ciclo foram iguais ao do capítulo anterior.

Tabela 4.5: Condições de arranque do sistema

T_{H0} (K)	800
w_0 (rpm)	1000
Δt (s)	0.1

Existem condições mínimas para o arranque do motor, que se podem conjugar com as três grandezas presentes na Tabela 4.5. Nos gráficos abaixo apresenta-se a fase transiente para casos em que o motor iniciou o seu funcionamento de forma normal.

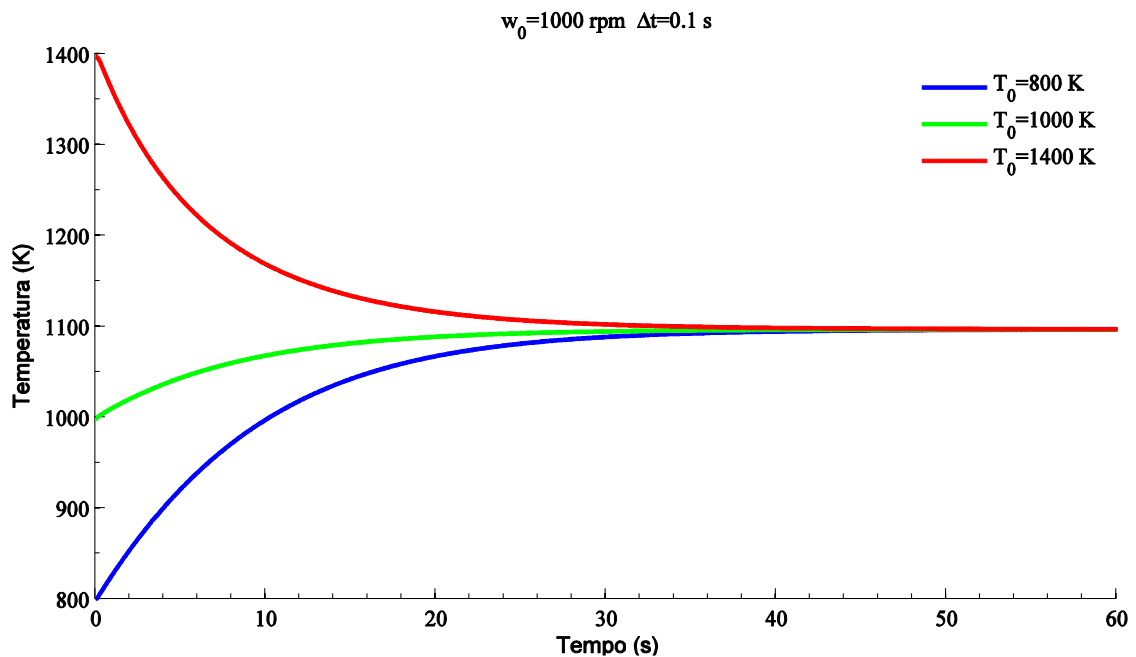


Figura 4.16: Transiente da temperatura quando arranca

Como podemos ver, independente da condição inicial da temperatura do cilindro a sua evolução tende para a mesma temperatura final em regime estacionário. Para que a temperatura estabilize num valor final é preciso em torno de 50 segundos. É de referir que apesar do facto do calor transferido para o fluido na zona de expansão variar, a temperatura do material do absorvor oscila pouco, devido à inercia térmica do material.

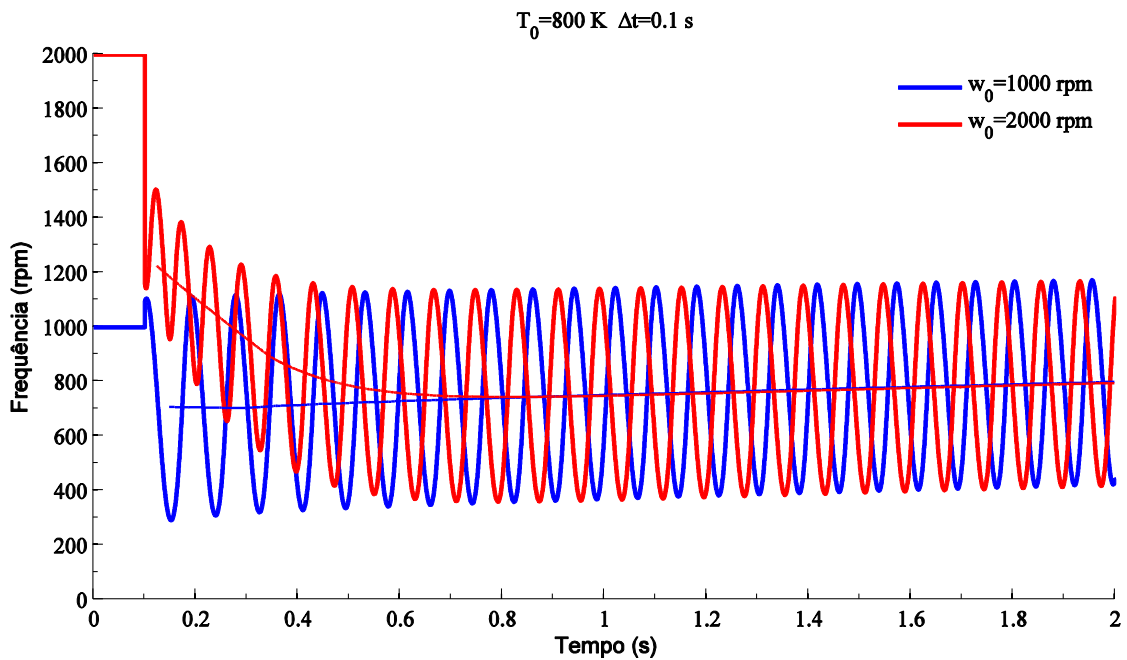


Figura 4.17: Transiente da frequência de rotação na fase de arranque

Na Figura 4.17 estão apresentados os resultados para duas rotações iniciais diferentes à mesma temperatura. Este motor apresenta oscilações na rotação, mas isso faz parte do seu funcionamento por ser um motor recíproco. Estas oscilações podem ser diminuídas com o aumento do momento de inércia da roda volante, só que isso também afetará o tempo que o motor leva para estabilizar. No gráfico seguinte é mostrada a evolução da frequência de rotação média.

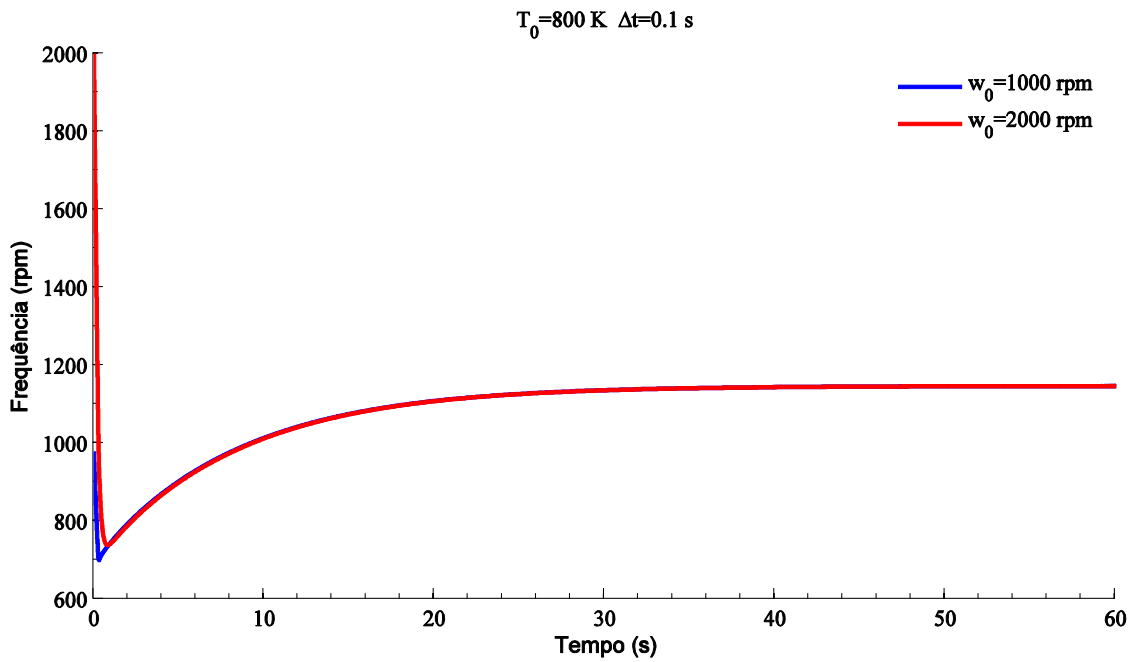


Figura 4.18: Transiente da frequência de rotação média na fase de arranque

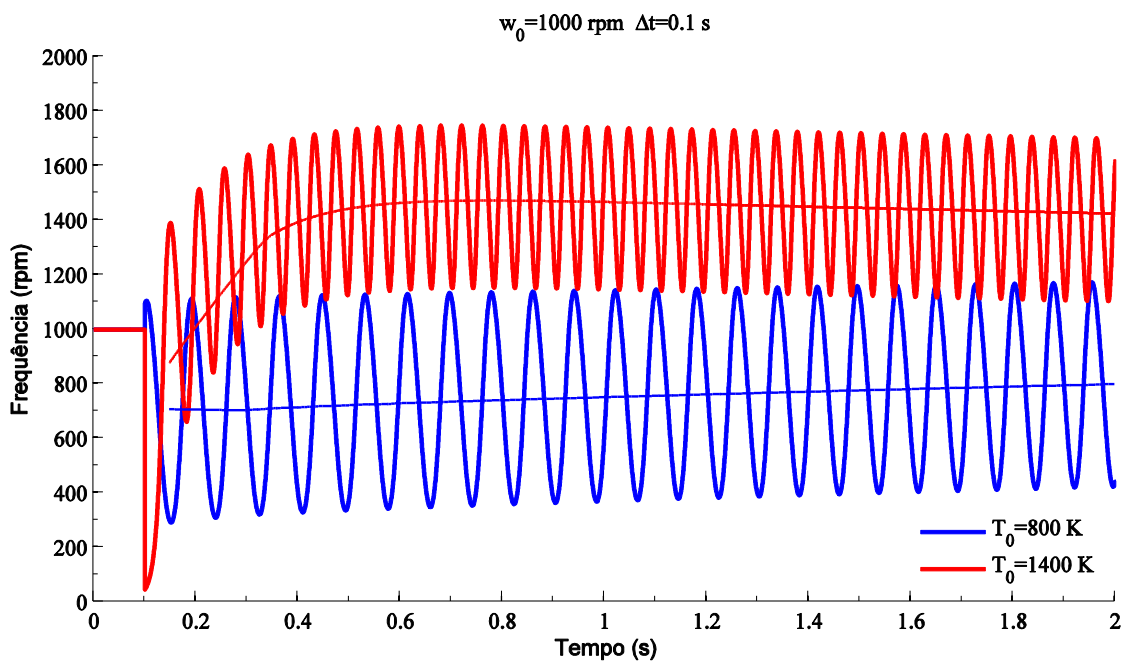


Figura 4.19: Transiente da frequência de rotação na fase de arranque

Na Figura 4.19 temos a mesma rotação mas para temperaturas diferentes. Podemos verificar que a evolução inicial é diferente em comparação com o gráfico da Figura 4.17. No gráfico da Figura 4.20 podemos ver a evolução da frequência de rotação média.

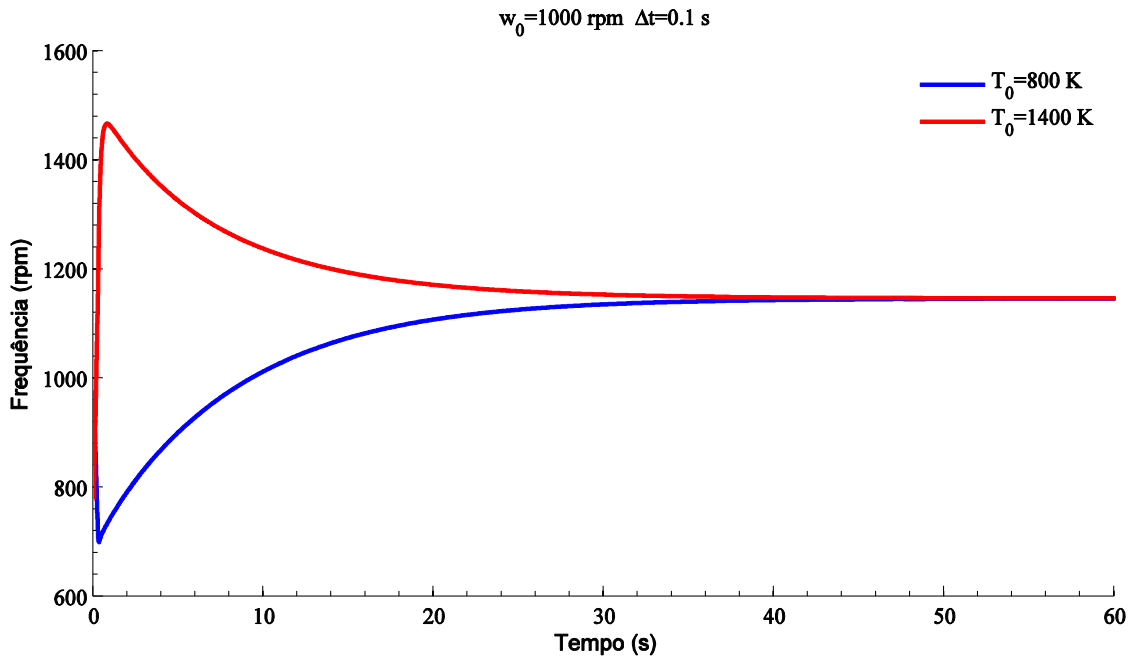


Figura 4.20: Transiente da frequência quando arranca

Podemos verificar que o sistema responde corretamente às condições iniciais, existindo uma condição mínima de arranque do motor. Portanto, a combinação da temperatura, rotação inicial e o respetivo intervalo do tempo irão definir as condições necessários para o motor arrancar. No gráfico da Figura 4.21 estão apresentado alguns casos de temperatura inicial e motor de arranque em que o motor não arranca.

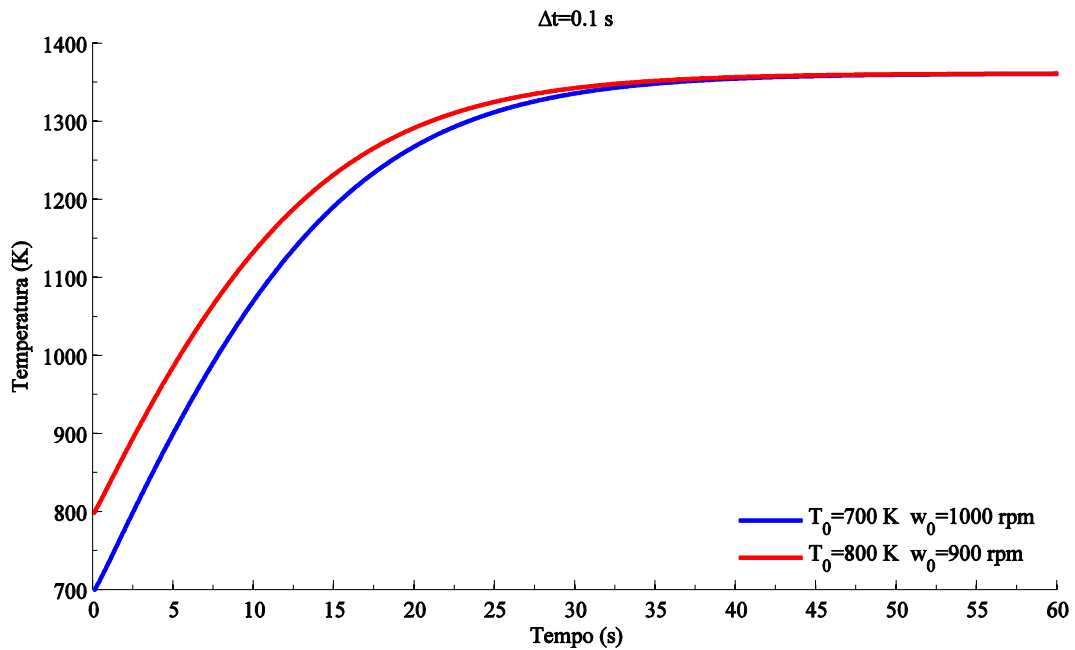


Figura 4.21: Transiente da temperatura quando não arranca

Para um valor de temperatura abaixo de 800 K e para uma rotação inicial de 1000 rpm, chegamos à conclusão que o motor não arranca. Quando isso

acontece o cilindro aquece de igual forma, mas para um valor mais elevado sendo que não há transferência de calor para o fluido para geração de trabalho no motor. O mesmo acontece quando temos rotações abaixo dos 1000 rpm e temperatura 800 k. Portanto, apesar do absorsor estar quente é preciso um valor mínimo de rotação inicial para que o motor arranque, para o intervalo de tempo considerado.

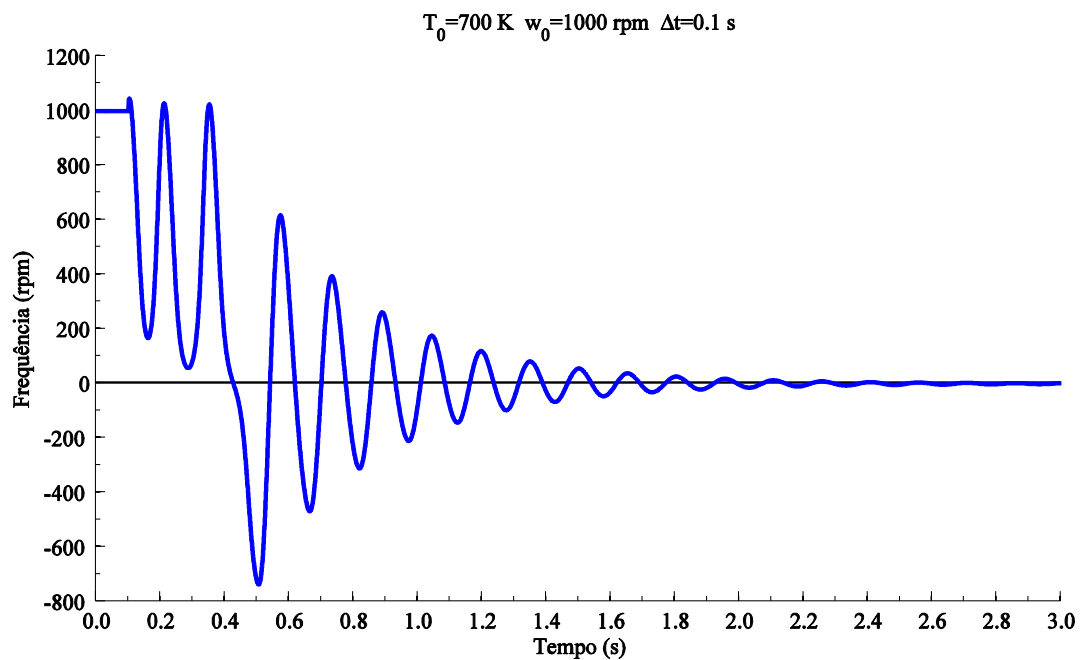


Figura 4.22: Transiente da rotação quando não arranca

Para as condições em que o motor não arranca, o que acontece com a rotação é que quase consegue arrancar mas o impulso ou a temperatura da fonte quente não foram suficientes, como podemos ver na Figura 4.22 e Figura 4.23.

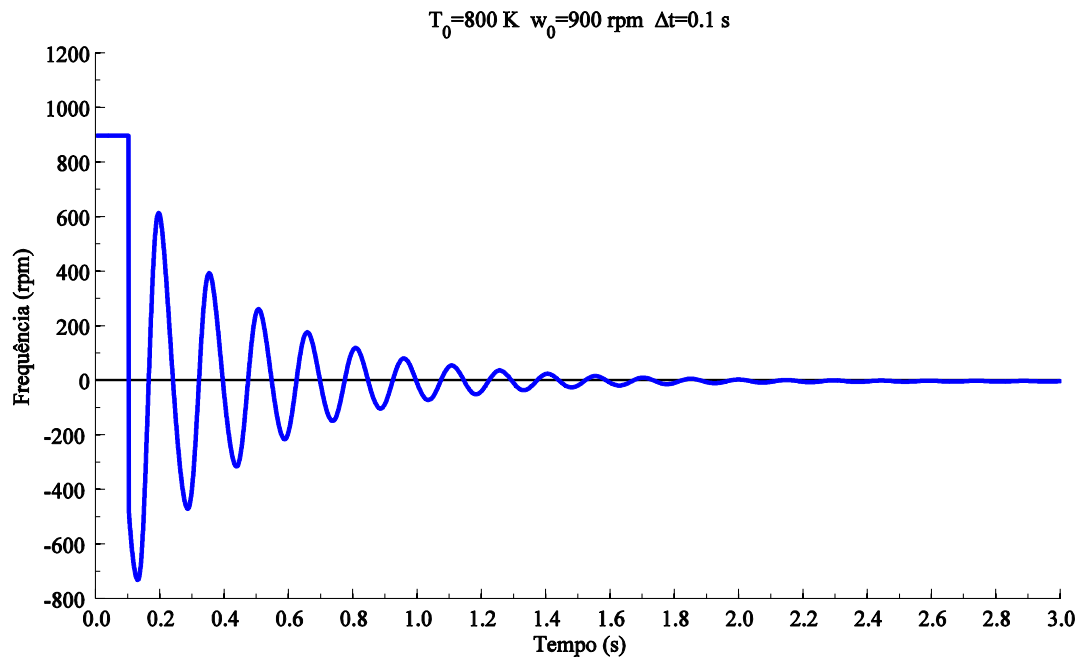


Figura 4.23: Transiente da rotação quando não arranca

Para este motor, as condições mínimas impostas para que arranque foram de temperatura da fonte quente igual a 800 K e rotação inicial de 1000 rpm ao longo de um tempo de 0.1 segundo.

4.4.2 Análise térmica do recetor

Depois do transiente as grandezas térmicas não variam muito, apresentando oscilações muito pequenas. Apesar do calor que é transferido para o gás dentro do cilindro variar, a temperatura do cilindro tende a ficar estabilizado devido à inercia do material. Os valores médios para a parte térmica são:

Tabela 4.6: Coeficientes de perda de calor médio e perdas de calor médias

$h_{rad} (Wm^{-2}K^{-1})$	81.68
$Q_{rad} (W)$	324
$h_{conv} (Wm^{-2}K^{-1})$	12.83
$Q_{conv} (W)$	50.89

4.4.3 Comportamento do ciclo de Stirling

Os resultados para a parte do ciclo termodinâmico neste caso não são com temperatura nem rotação impostas como mostrado no capítulo 3, mas sim para as condições de funcionamento que resultam da ligação ao gerador elétrico e ao absorvedor do sistema de concentração.

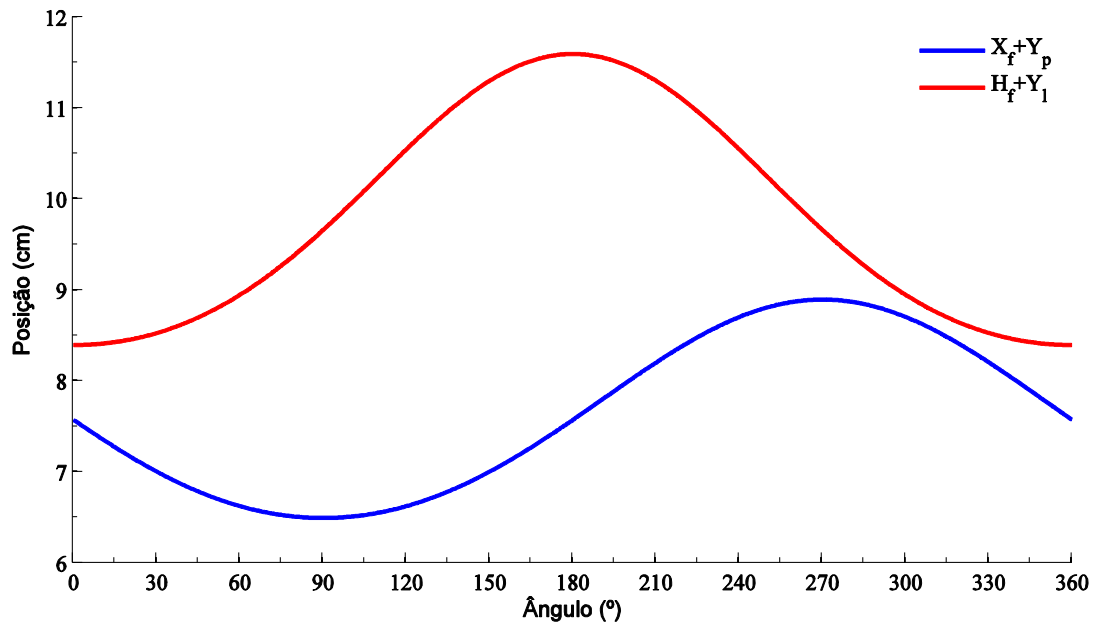


Figura 4.24: Posição do pistão e do deslocador

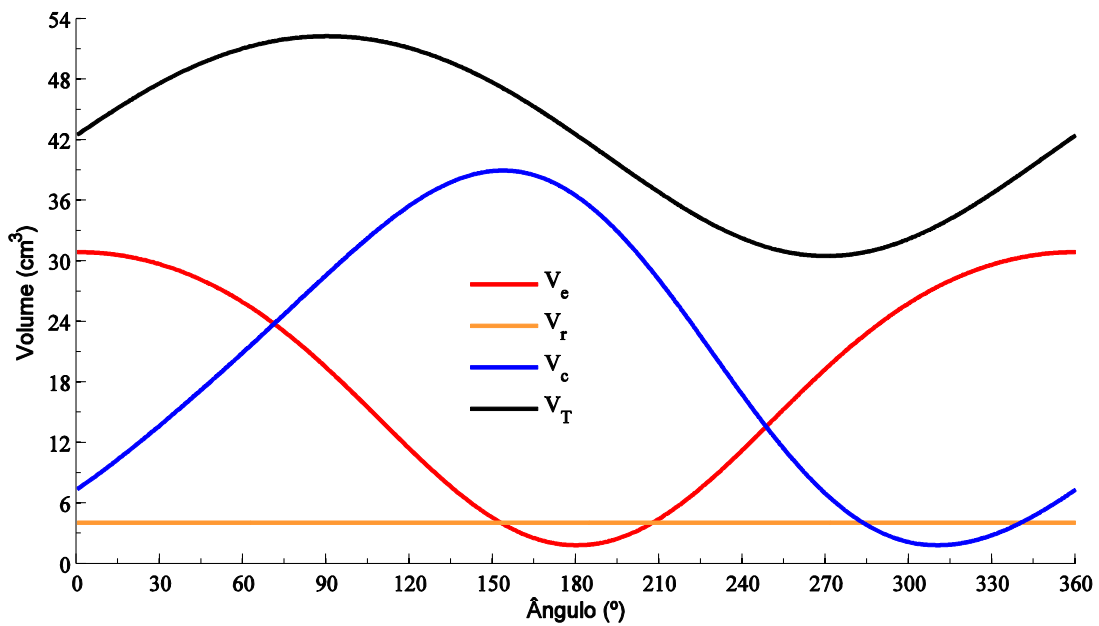


Figura 4.25: Volume das câmaras e volume total

A posição e o volume ao longo do ciclo são iguais, só que a sua variação é que é diferente, sendo que a velocidade de rotação do Stirling têm pequenas oscilações, como se pode ver mais à frente na Figura 4.28. As outras grandezas do ciclo podem ser consultadas no anexo 6.

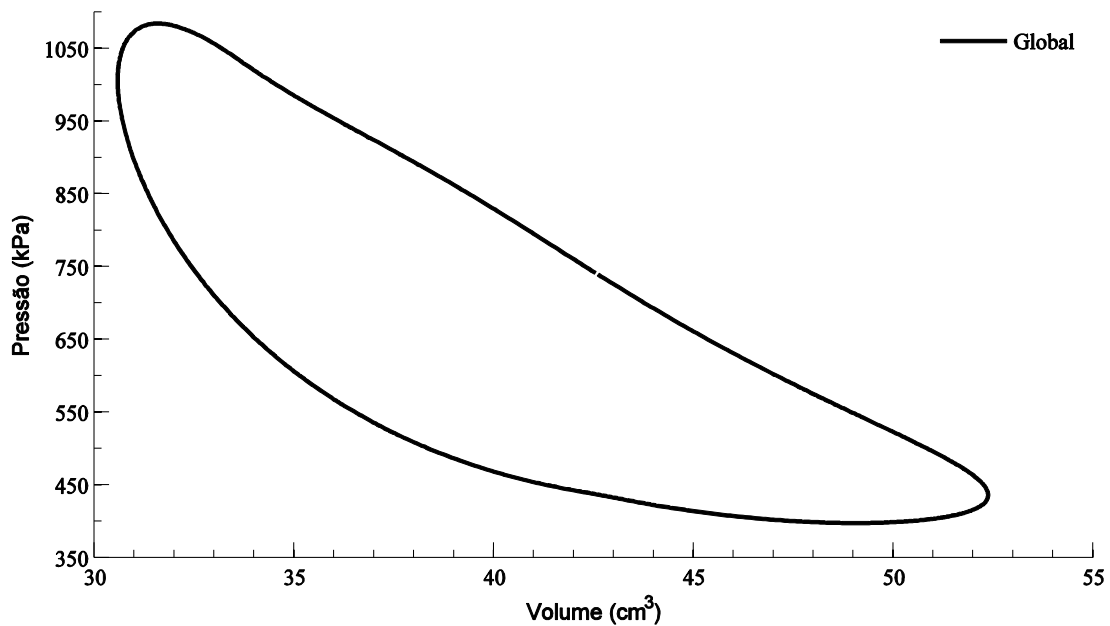


Figura 4.26: Diagrama P-V global

Num panorama global os o comportamento dos gráficos é semelhante no caso do capítulo 3, só que em escala diferente, sendo que para este caso as condições são diferentes. A principal diferença reside se na rotação do sistema, que apresenta oscilações.

4.4.4 Conversão mecânica/elétrica

Na figura abaixo podemos ver que o torque oscila de acordo com o modelo aqui desenvolvido. O fato de oscilar e ser positivo ou negativo tem a ver com o facto do pistão também consumir trabalho, isto é, há instantes em que o gás está a ser comprimido, e é por isso que a rotação oscila. Podemos ver que o torque é negativo entre os 90° e os 270° que é exatamente o intervalo onde o gás está a ser comprimido. Observando a Figura 7.11 podemos ver que nesse intervalo a pressão é menor, sendo por isso que integrando ao longo do ciclo o valor do torque é positivo.

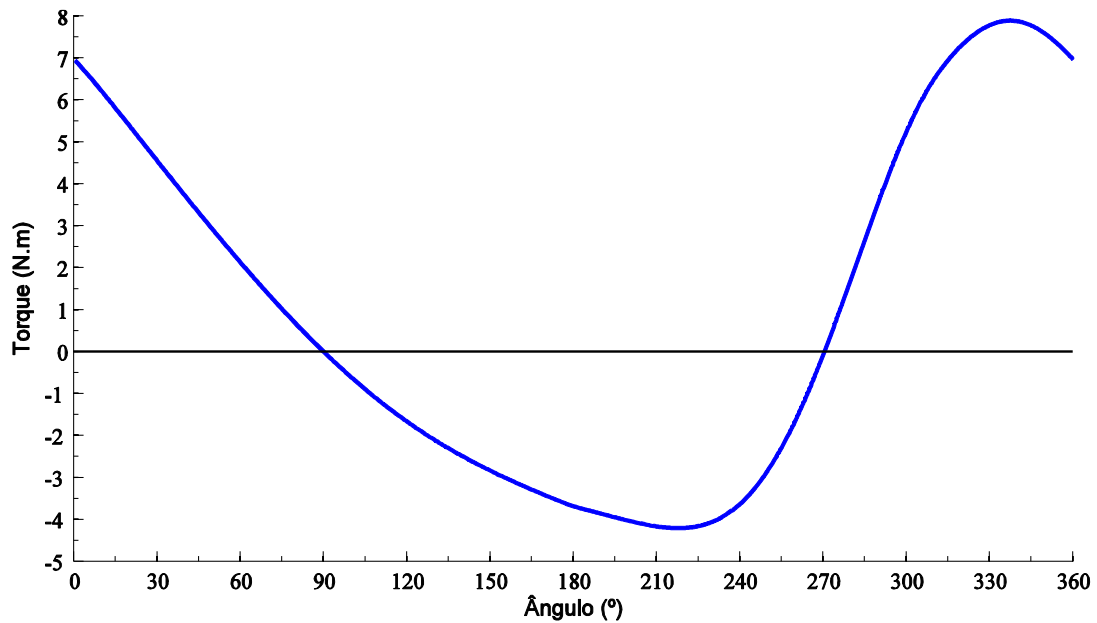


Figura 4.27: Torque mecânico

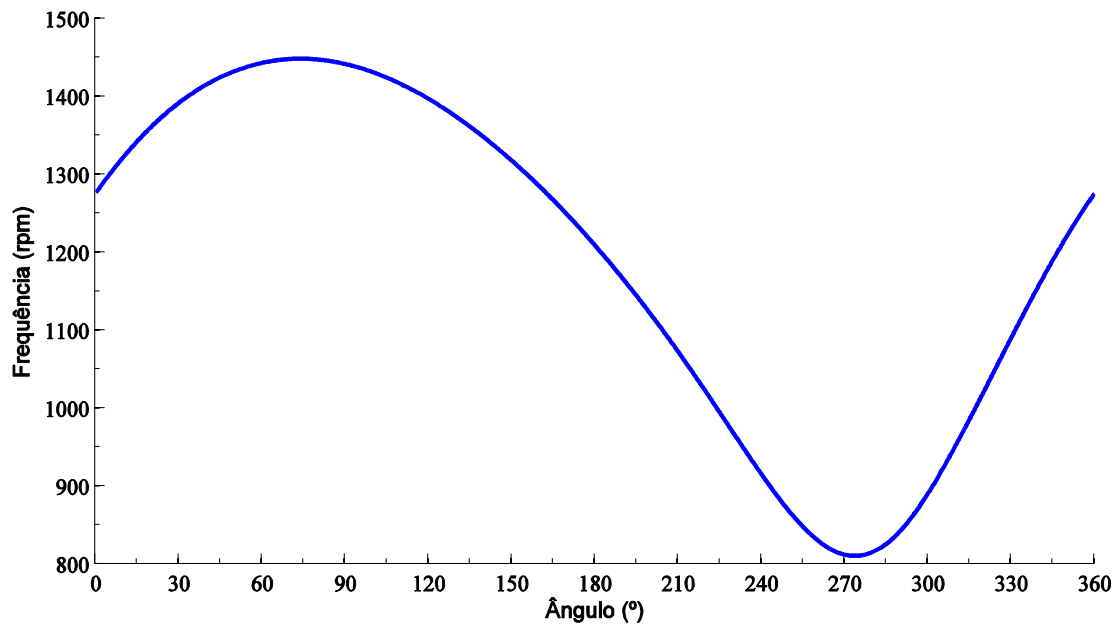


Figura 4.28: Frequência

A rotação diminui quando o gás está a ser comprimido e aumenta quando o gás está a expandir. Essa oscilação pode ser diminuída com o aumento do momento de inércia da roda e, portanto, aumentado a energia cinética de rotação da roda, fazendo com que quando o gás estiver a ser comprimido haja libertação de maior quantidade de energia para uma mesma rotação. Nos trabalhos consultados a rotação também oscila como por exemplo nos trabalhos de Mehdi et. al [2] e Chin-Hsiang et. al [32].

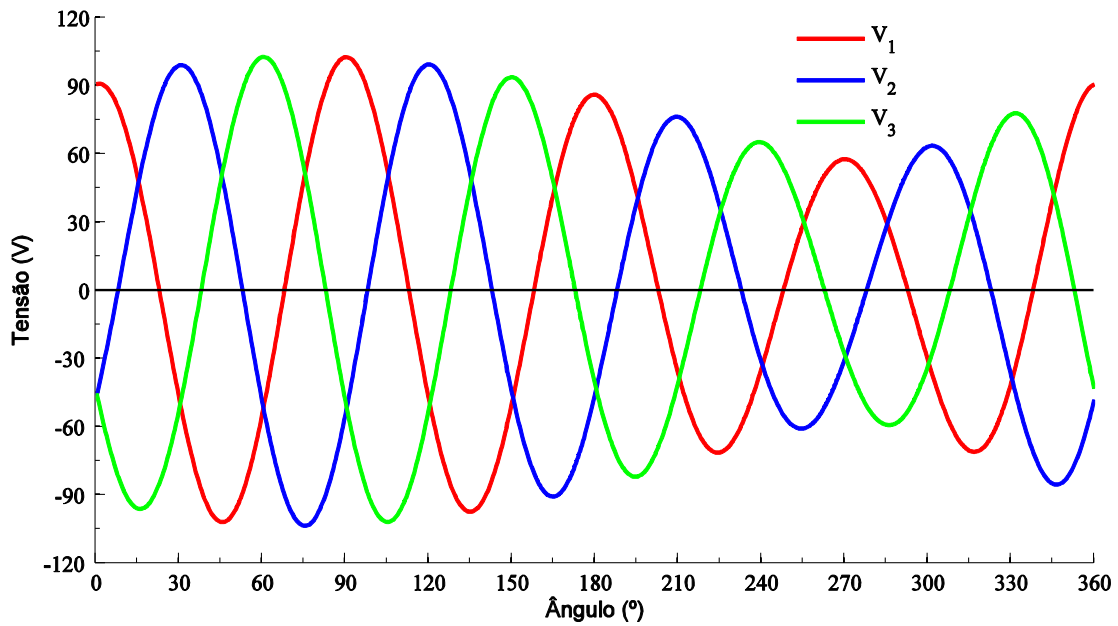


Figura 4.29: Tensão

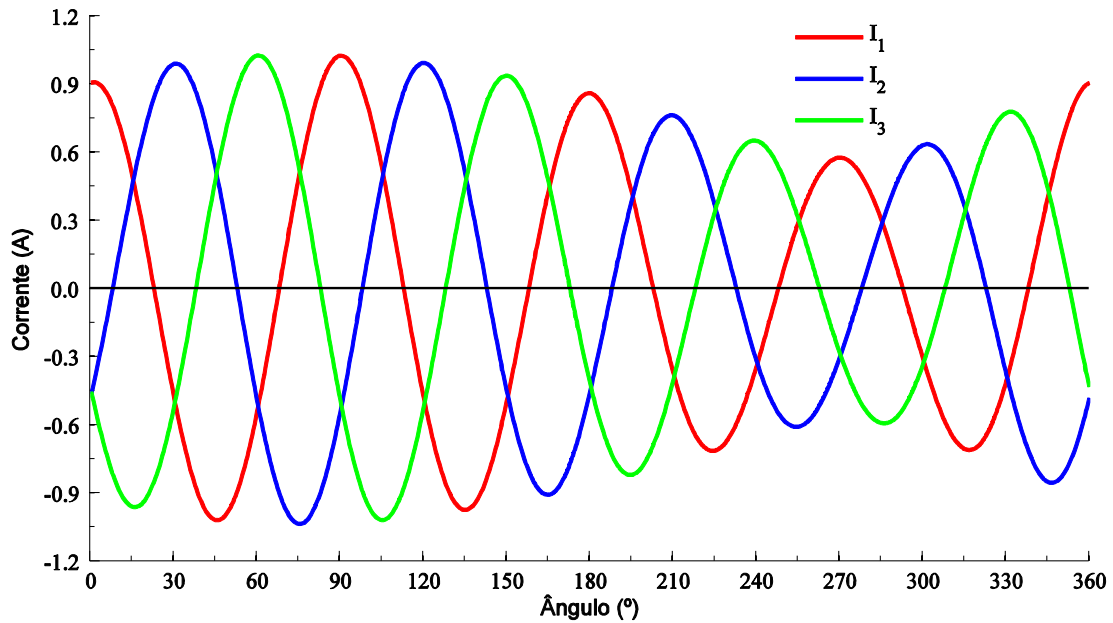


Figura 4.30: Corrente

O efeito de variação da rotação também se pode observar nos valores de corrente e tensão. Essas oscilações podem diminuir com o que foi acima referido. Como se pode ver a frequência da tensão é em média 4 vezes a frequência de rotação da roda, sendo que o gerador possui 4 pares de polos.

4.4.5 Resumo de resultados e análise global

Aqui apresentamos um resumo de todos os parâmetros presentes no estudo do sistema de termoelectricidade solar com motor de Stirling. As eficiências, os

valores médios por ciclo assim como o que se obtém em termos de potência e rendimento global do sistema.

Tabela 4.7: Valor por ciclo sistema termoelectricidade solar

\bar{W}_{elec} (W)	103.8
η_{elec}	95.01%
η_{mec}	97.07%
η_{ciclo}	23.75%
η_{ter}	55.89%
η_{abs}	90.00%
η_{ot}	94.50%
η_{glo}	10.41%
τ (N.m)	0.878
W (rpm)	1146
P (kPa)	690.2
T_H (K)	1096
T_e (K)	1001
T_r (K)	698.2
T_c (K)	391.3
T_L (K)	300

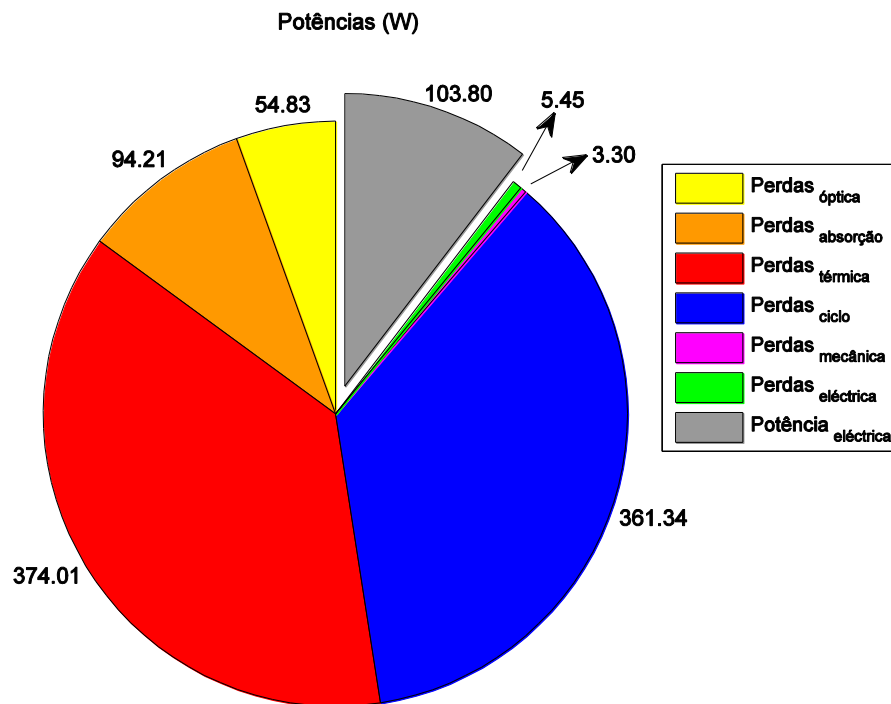


Figura 4.31: Balanço de energia

No Figura 4.31 temos a representação do balanço de energia. O que está representado é um balanço de energia ao sistema global, ou seja a soma de todas as parcelas corresponde ao que chegou no refletor. Estão representadas

as perdas em cada processo de transformação e a fatia que se consegue extrair. No fecho do balanço de energia temos um pequeno erro de 0.0281%.

$$erro = \frac{|(P_{electrica}/\eta_{global}) - P_{reflector}|}{P_{reflector}} 100\% \quad (4.33)$$

$$\eta_{global} = \eta_{elec}\eta_{mec}\eta_{ciclo}\eta_{ter}\eta_{abs}\eta_{ot} \quad (4.34)$$

Para este caso a densidade de potência é de 0.918 MWm⁻³.

5 Conclusões e perspectivas de melhoramento

Neste trabalho modelaram-se todos os processos de transformação de energia desde a radiação solar até eletricidade. Ao longo da sua elaboração foram feitas simplificações, mas devidamente justificadas. Com este modelo foi possível perceber onde residem as variáveis mais sensíveis para o sistema de conversão, ou seja, com isso consegue-se chegar a um determinado objetivo de produção de energia de forma mais eficiente. O modelo ótico construído permite simular o concentrador para várias condições ambientais, assim como permite saber a distribuição do fluxo para o caso de posteriormente se querer fazer uma análise térmica mais detalhada. A análise térmica foi feita de uma forma mais simples, portanto considerou-se a temperatura uniforme no absorvedor do motor de Stirling, mas teve-se em conta a influência da temperatura nos coeficientes de perda de calor. No modelo do ciclo do motor de Stirling, onde a energia térmica é transformada em energia mecânica, foi feito um estudo mais detalhado. O processo de construção do modelo do ciclo de Stirling foi o mais complexo, sendo que passou por três processos da sua construção como explicado ao longo do trabalho. O modelo do ciclo termodinâmico permite simulações para várias condições geométricas e de funcionamento. O modelo mecânico foi também feito de uma forma simplificada, mas que permite interligar o modelo do ciclo com o gerador elétrico. O modelo do gerador elétrico foi usando um gerador já elaborado, que se encontra nos pacotes do simulink. Neste modelo também se estudaram os impactos das diversas variáveis nas eficiências das transformações aqui incluídas.

As principais simplificações feitas neste trabalho foram considerar os materiais da parte da ótica perfeitamente ideais em termos de construção, portanto não incluindo os defeitos de fabricação, ter considerado os raios solares perpendiculares ao concentrador, ou seja, com um seguimento solar ideal. Na parte térmica as principais simplificações foram considerar que a radiação que é concentrada no absorvedor é distribuída de forma uniforme ao longo do cilindro e onde se desprezou o efeito da resistência de condução ao longo da espessura do cilindro. Na fonte fria do motor de Stirling considerou uma temperatura

constante, e o modelo do regenerador foi simplificada. O fluido de trabalho é considerado como gás ideal, não se considerando a fuga para o exterior do motor nem o atrito nas paredes. As massas dos componentes também não foram consideradas.

No modelo construído conseguimos produzir uma potência de 103.8 Watt com uma eficiência total de 10.41%, mas que isso pode ser melhorado inclusive se trabalharmos para o valor de concentração para o qual a eficiência é máxima e usarmos uma superfície que diminuísse as perdas por radiação e convecção e que fosse melhor absorvedora. No caso do ciclo podemos é trabalhar no sentido de melhorar o regenerador permitindo o aumento da eficiência. A densidade de potência que aqui se conseguiu obter é relativamente alta, de 0.918 MWm^{-3} .

As principais perspectivas de melhoramento que se tenciona fazer são um estudo da distribuição da radiação na base circular usando as coordenadas esféricas, na parte térmica fazer um estudo da temperatura ao longo do cilindro sendo que já se tem o seu fluxo de radiação, incluir a condução na placa, inserir a simulação de uma cavidade para diminuir as perdas por radiação, estudar a transferência de calor entre a parede do absorvedor e o gás dentro do motor, incluir a queda de pressão e a componente da energia cinética do gás no modelo do ciclo, incluir um modelo melhor de transferência de calor na fonte fria e por fim construir um modelo de retificação da onda, de modo a eliminar as oscilações na tensão e corrente, devido à rotação não ser constante.

De um modo geral o objetivo de modelar um sistema de termoeletricidade solar com motor de Stirling foi cumprido sendo que em função da radiação disponível e uma determinada configuração, consegue-se modelar e determinar a energia elétrica gerada.

6 Referências

- [1] Pierre Gras, *Stirling engine*, disponível em: <http://www.robertstirlingengine.com>, acesso em: 7/11/2014.
- [2] M. Z. Jahromi, M. M. H. Bioki, R. Fadaeinedjad, *Simulation of Stirling Engine Solar Power Generation System Using Simulink*, Electrical and Computer Engineering Department, Kerman Graduate University of Technology, Kerman, Iran, 2011.
- [3] Chin-Hsiang Cheng, Ying-JuYu, *Numerical model for predicting thermodynamic cycle and thermal efficiency of a beta-type Stirling engine with rhombic-drive mechanism*, *Renewable Energy* 35 (2010) 2590-2601.
- [4] OHIO University, *Stirling Cycle Machine Analysis*, disponível em: <http://www.ohio.edu/mechanical/stirling/me422.html>, acesso em: 7/11/2014.
- [5] J.A. Araoz, E. Cardozo, M. Salomon, L. Alejo, T.H. Fransson, *Development and validation of a thermodynamic model for the performance analysis of a gamma Stirling engine prototype*, *Applied Thermal Engineering* (2015), doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.03.006.
- [6] Wen-Lih Chen, King-Leung Wong, Yu-Feng Chang, *A computational fluid dynamics study on the heat transfer characteristics of the working cycle of a low-temperature-differential γ -type Stirling engine*, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 75 (2014) 145–155.
- [7] Math Works, disponível em: <http://www.mathworks.com/index.html>, acesso em: 14/10/2014.
- [8] Volker Quaschnig, *Solar thermal power plants*, disponível em: http://www.volker-quaschnig.de/articles/fundamentals2/index_e.php, acesso em: 8/01/2015.
- [9] Soteris A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering-Processes and Systems*, second edition, Elsevier, New York, 2014.

- [10] Sebastian-James Bode, Paul Gauché, *Review of optical software for use in concentrating solar power systems*, Masters Student, University of Stellenbosch, 2012.
- [11] Tonatiuh, *Ray tracing for solar energy*, disponível em: <https://code.google.com/p/tonatiuh/>, acesso em 25/9/2014.
- [12] NREL, *Soltrace Optical Modeling Software*, disponível em: <http://www.nrel.gov/csp/soltrace/>, acesso em 25/09/2014.
- [13] Wolfram, *How to Perform a Monte Carlo Simulation*, disponível em: <http://reference.wolfram.com/language/howto/PerformAMonteCarloSimulation.html>, acesso em: 19/03/2015.
- [14] Jack Philip Holman, *Transferência de calor*, McGraw-Hill Ltda, São Paulo, 1983.
- [15] Theodor Finkelstein, Allan J. Organ, *Air Engines*, Asme Press, New York, 2001.
- [16] DLR, *Dish Stirling engine*, disponível em: <http://www.dlr.de/dlr/en/desktopdefault.aspx/tabid-10615#gallery/3750>, acesso em 24/03/2015.
- [17] Phillip R. Foster, *Innovative Rotary Displacer Stirling Engine: Sustainable Power Generation for Private and Fleet Vehicle Applications*, disponível em: <http://scholar.lib.vt.edu/ejournals/JOTS/v37/v37n2/foster.html>, acesso em: 10/01/2015.
- [18] Gordon Rogers, Yon Mayhew, *Engineering Thermodynamics, work & Heat transfer*, 4th Edition, Longman scientific & technical, New York , 1992.
- [19] Nima Madani, *Design of a Permanent Magnet Synchronous Generator for a Vertical Axis Wind Turbine*, Dissertação de Mestrado, Royal Institute of Technology, Stockholm, 2011.
- [20] Cartecc, *Synchronous Motor*, disponível em: <http://www.kfz-tech.de/Engl/EMobiSynMo.htm>, acesso em: 11/01/2015.

- [21] N. Parlak, A. Wagner, M. Elsner, H. S. Soyhan, *Thermodynamic analysis of a gamma type Stirling engine in non-ideal adiabatic conditions*, Renewable Energy 34 (2009) 266–273.
- [22] Artin Der Minassians, *Stirling Engines for Low-Temperature Solar Thermal- Electric Power Generation*, Tese Doutorado, University of California, Berkeley, 2007.
- [23] LD Didactic, *Hot-air engine (388 182)*, disponível em: <http://www.ld-didactic.de/documents/en-US/GA/GA/3/388/388182e.pdf>, acesso em: 14/03/2015.
- [24] LD Didactic, disponível em: <http://www.ld-didactic.de/en.html>, acesso em 15/03/2015.
- [25] National Instruments, disponível em: <http://portugal.ni.com/>, acesso em: 15/03/15.
- [26] LD Didactic, *Displacement Sensor (529 031)*, disponível em: <http://www.ld-didactic.de/documents/en-US/GA/GA/5/529/529031e.pdf>, acesso em: 15/03/2015.
- [27] User guide and specifications, *NI USB-6008/6009*, disponível em: <http://www.ni.com/pdf/manuals/371303m.pdf>, acesso em: 13/03/2015.
- [28] LD Didactic, *The hot-air engine as a heat engine: Recording and evaluating the pV diagram with CASSY*, disponível em: http://www.ld-didactic.de/literatur/hb/e/p2/p2624_e.pdf, acesso em: 15/03/2015.
- [29] D. Buie, A.G. Monger, C. J. Dey, *Sunshape distributions for terrestrial solar simulations*, Solar Energy 74 (2003) 113-122.
- [30] IJMET, *Experimental analysis of natural convection over a vertical cylinder*, disponível em: http://www.academia.edu/3806290/EXPERIMENTAL_ANALYSIS_OF_NATURAL_CONVECTION_OVER_A_VERTICAL_CYLINDER, acesso em: 13/02/2015.

- [31] Math Works, *Permanent Magnet Synchronous Machine*, disponível em: <http://www.mathworks.com/help/physmod/sps/powersys/ref/permanentmagnetsynchronousmachine.html>, acesso em: 23/01/2015.
- [32] Chin-Hsiang Cheng, Ying-Ju Yu, *Dynamic simulation of a beta-type Stirling engine with cam-drive mechanism via the combination of the thermodynamic and dynamic models*, *Renewable Energy* 36 (2011) 714-725.

7 Anexos

Anexo 1: Modelo A

Este modelo é um modelo simplificado, sendo que se estuda apenas o comportamento médio dentro do motor. Ele permite perceber de uma forma mais global como o sistema funciona. Neste modelo é incluída a fuga de gás, que pode ser usado como referencia para melhorar o modelo C.

$$Q_H = \frac{(T_H - T)}{R_{te}} \quad (7.1)$$

$$Q_L = \frac{(T - T_L)}{R_{tc}} \quad (7.2)$$

$$\frac{dS_H}{dt} = \frac{dQ_H}{dt} \frac{1}{T} \quad (7.3)$$

$$\frac{dS_L}{dt} = \frac{dQ_L}{dt} \frac{1}{T} \quad (7.4)$$

$$\frac{dn_{ta}}{dt} = -A_t^2 \sqrt{2\rho(P - P_a)} \text{ ou } A_t^2 \sqrt{2\rho_a(P_a - P)} \quad (7.5)$$

$$\frac{dS_a}{dt} = \frac{S}{n_t} \frac{dn_{ta}}{dt} \quad (7.6)$$

$$\frac{dS}{dt} = \frac{dS_H}{dt} - \frac{dS_L}{dt} + \frac{dS_a}{dt} \quad (7.7)$$

$$\bar{v} = \frac{V_T}{mn_t} \quad (7.8)$$

$$n_t = n_{t0} + \int_0^t \frac{dn_{ta}}{dt} \quad (7.9)$$

$$T = T_o \left(\frac{\bar{v}}{\bar{v}_o} \right)^{\frac{-R}{c_v}} \exp \frac{\bar{s} - \bar{s}_o}{c_v} \quad (7.10)$$

$$P = P_o \left(\frac{\bar{v}}{\bar{v}_o} \right)^{-\left(\frac{R}{c_v} + 1\right)} \exp \frac{\bar{s} - \bar{s}_o}{c_v} \quad (7.11)$$

Anexo 2: Modelo B

Neste caso, como podemos observar, foi desprezada a massa de gás que se encontra no regenerador, tornando mais simples o método de solução do sistema de equações.

$$P = \frac{m_T R}{\frac{V_e}{T_e} + \frac{V_c}{T_c}} \quad (7.12)$$

$$m_e = \frac{PV_e}{RT_e} \quad (7.13)$$

$$m_c = \frac{PV_c}{RT_c} \quad (7.14)$$

$$Q_e = \frac{(T_H - T_e)}{R_{te}} \quad (7.15)$$

$$Q_r = c_p \frac{dm_e}{dt} (T_i - T_j) \quad (7.16)$$

$$Q_c = \frac{(T_e - T_c)}{R_{tc}} \quad (7.17)$$

$$W_e = \left(P + \frac{dP}{dt} \frac{\Delta t}{2} \right) \frac{dV_e}{dt} \quad (7.18)$$

$$W_c = \left(P + \frac{dP}{dt} \frac{\Delta t}{2} \right) \frac{dV_c}{dt} \quad (7.19)$$

$$\frac{dT_e}{dt} = \frac{Q_H - W_e + \frac{dm_e}{dt} (c_p T_i - c_v T_e)}{m_e c_v} \quad (7.20)$$

$$\frac{dT_c}{dt} = \frac{Q_c - W_c + \frac{dm_c}{dt} (c_p T_j - c_v T_c)}{m_e c_v} \quad (7.21)$$

Para simular o regenerador:

$$\text{Se } \frac{dm_e}{dt} > 0 \rightarrow T_i = T_c + \varepsilon(T_e - T_c) \text{ e } T_j = T_c \quad (7.22)$$

$$\text{Se } \frac{dm_e}{dt} < 0 \rightarrow T_i = T_e \text{ e } T_j = T_e - \varepsilon(T_e - T_c) \quad (7.23)$$

Anexo 3: Componente da energia cinética e queda de pressão no regenerador

Ao longo do trabalho considerou-se a pressão igual para todas as câmaras. Mas na realidade existe uma queda de pressão entre as duas principais câmaras. De modo a contabilizar o efeito da simplificação feita, procedeu-se à estimativa da queda de pressão no regenerador com base no seguinte sistema de equações:

$$\Delta P = 4f \frac{L}{D_h} \frac{1}{2} \rho_r \bar{v}^2 \quad (7.24)$$

$$D_h = e_r \quad (7.25)$$

$$L = y_d \quad (7.26)$$

$$\rho_r = \frac{P}{RT_r} \quad (7.27)$$

$$fR_e = \frac{16(1-r)^2}{1+r^2-2r_*^2} \quad (7.28)$$

$$r = \frac{r_c - e_r}{r_c} \quad (7.29)$$

$$r_* = \sqrt{\frac{1-r^2}{2 \ln\left(\frac{1}{r}\right)}} \quad (7.30)$$

$$\bar{v} = \frac{|v_i| + |v_j|}{2} \quad (7.31)$$

$$v_i = \frac{dm_e}{dt} \frac{1}{\rho_i \pi (r_c^2 - (r_c - e_r)^2)} \quad (7.32)$$

$$v_j = \frac{dm_c}{dt} \frac{1}{\rho_j \pi (r_c^2 - (r_c - e_r)^2)} \quad (7.33)$$

$$\rho_i = \frac{P}{T_i R} \quad (7.34)$$

$$\rho_j = \frac{P}{T_j R} \quad (7.35)$$

$$Re = \frac{\rho_r \bar{v} D_h}{\mu} \quad (7.36)$$

para hélio a 25 °C ($\mu = 1.96e^{-5} \text{ Kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)

No processo de cálculo da queda de pressão podemos também estimar a componente da energia cinética que também foi desprezada neste trabalho.

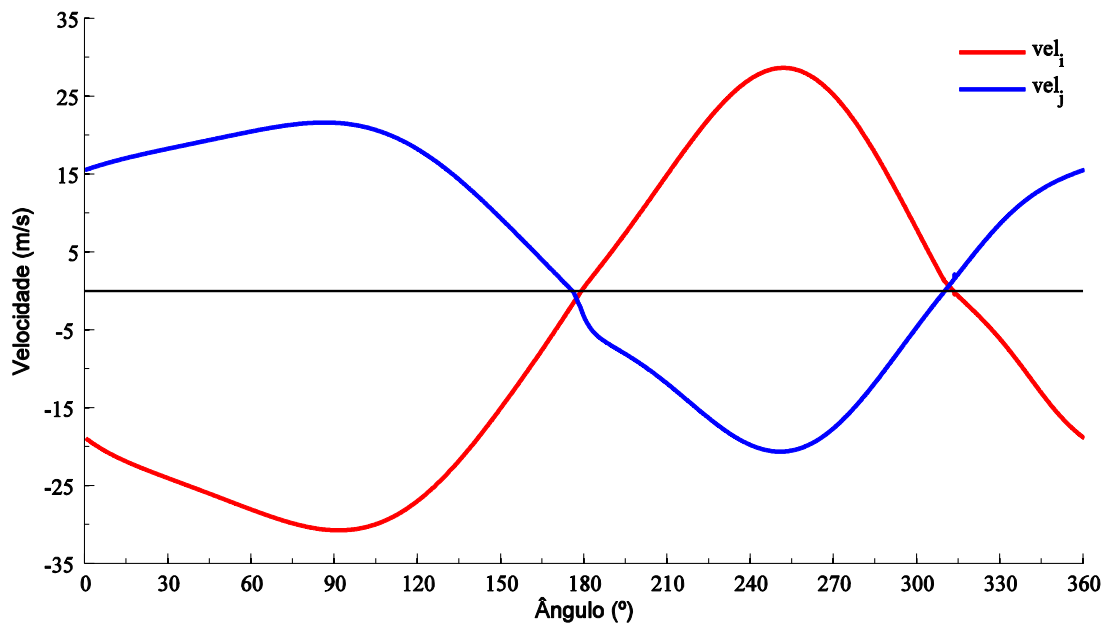


Figura 7.1: Velocidades do fluido de entrada e saída do regenerador.

Se confrontarmos os valores de velocidade do fluido, que é usado para o cálculo da componente cinética que entra no balanço de energia, verifica-se que esse termo é muito pequeno em comparação às outras componentes, ou seja, foi uma aproximação razoável não a ter incluído nos cálculos.

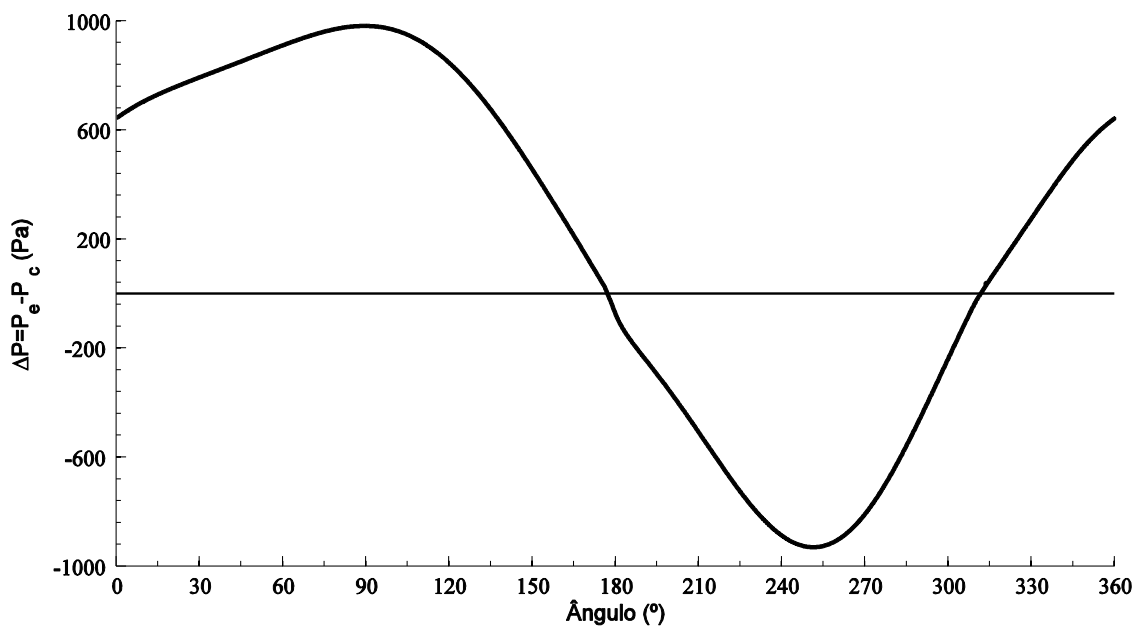


Figura 7.2: Queda de pressão no regenerador ($P_e - P_c$)

Para a queda de pressão no regenerador podemos ver que o valor é muito pequeno em comparação com os valores de pressão que se tem no motor, sendo também uma aproximação razoável não tê-la incluído nos cálculos.

Anexo 4: Velocidades do pistão e do deslocador

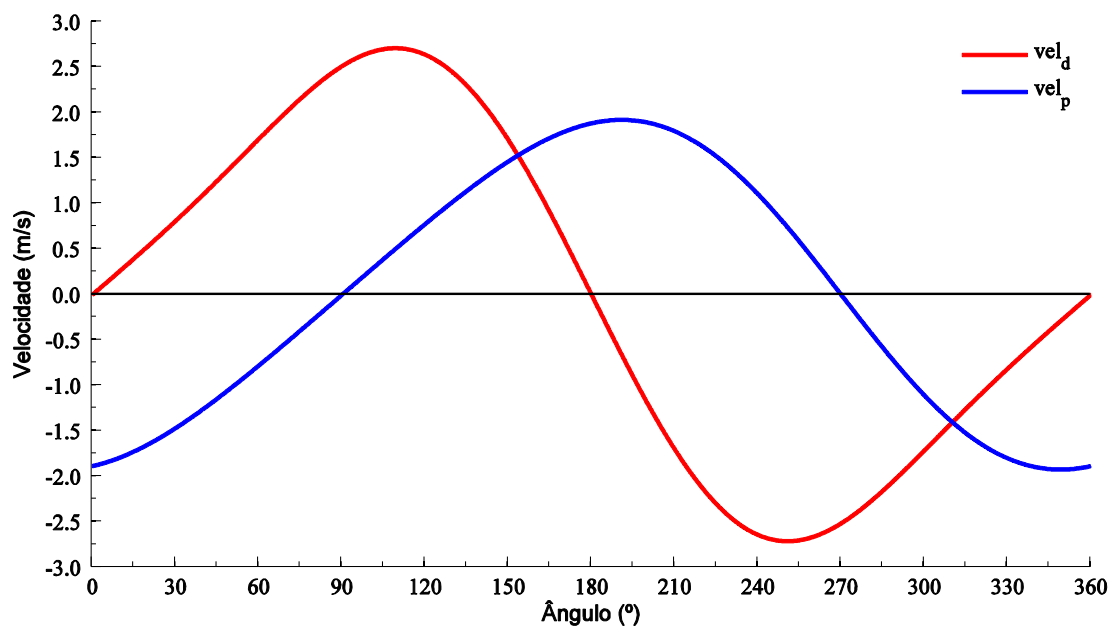


Figura 7.3: Velocidade do pistão e do deslocador

Anexo 5: Coeficientes dos polinómios ajustados às propriedades do ar

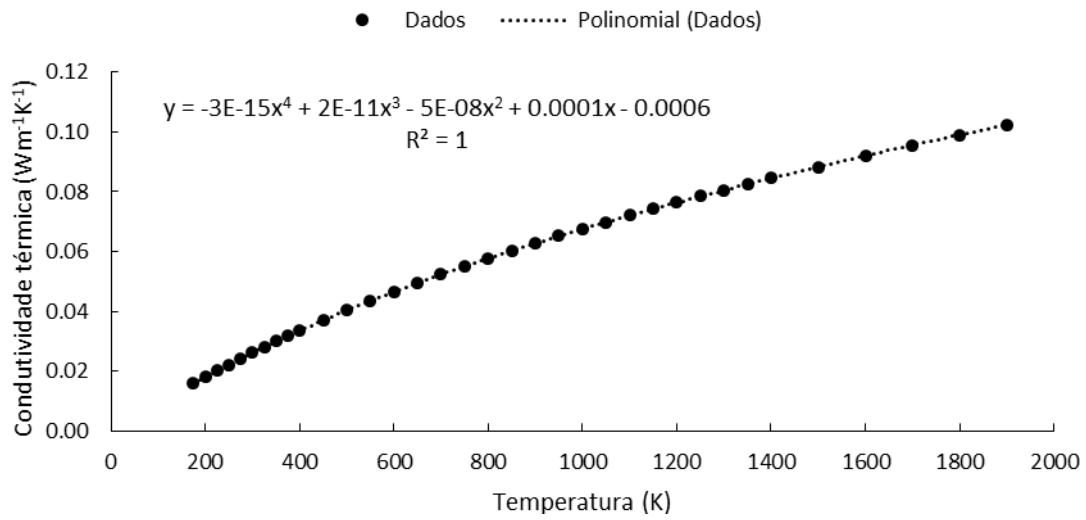


Figura 7.4: Ajuste da condutividade térmica

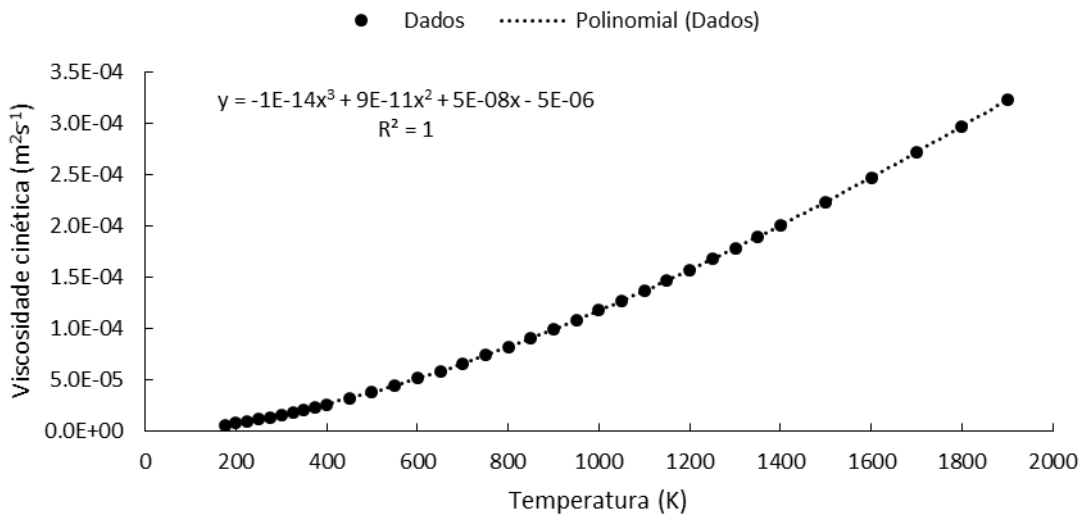


Figura 7.5: Ajuste da Viscosidade cinética

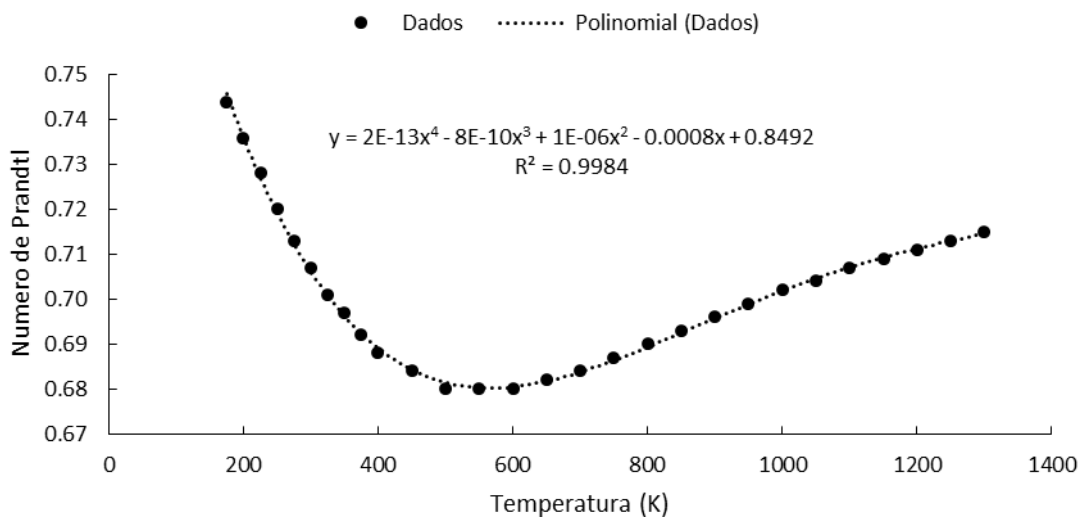


Figura 7.6: Ajuste do Prandtl

Anexo 6: Condições de funcionamento do ciclo de Stirling integrado num sistema de termoeletricidade solar.

Para este caso a massa em cada câmara em função da posição angular varia pouco em comparação com o caso apresentado no capítulo 3, sendo que as condições de pressão e temperatura são diferentes.

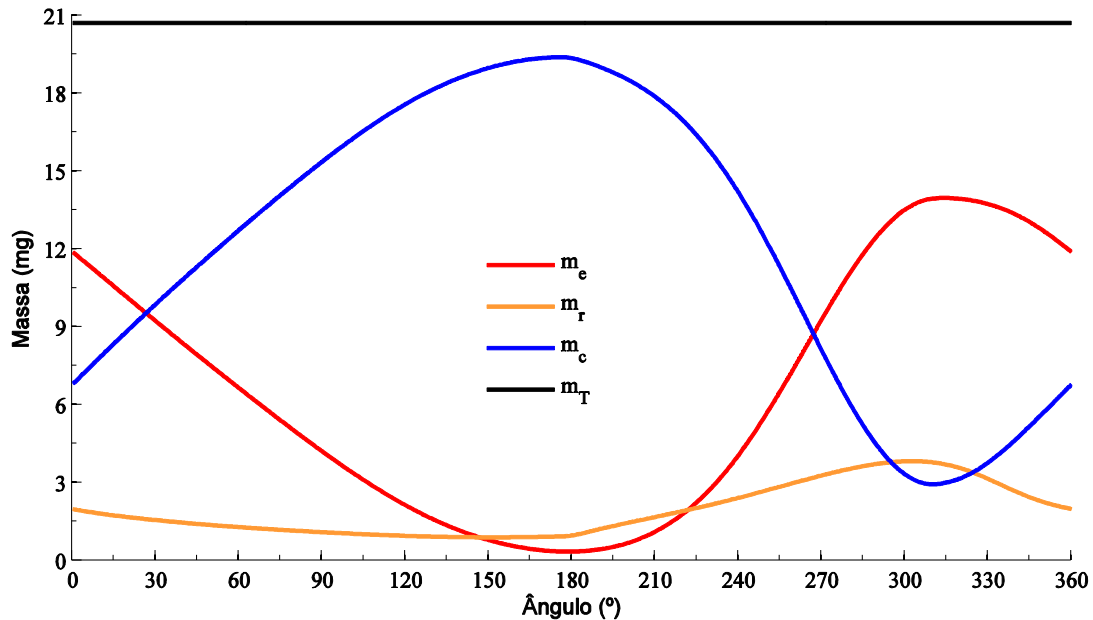


Figura 7.7: Massa de gás nas câmaras e massa total

O facto de as condições de funcionamento serem diferentes, a variação de massa também é diferente, mas acontecendo os mesmo fenómenos descritos no capítulo 3.

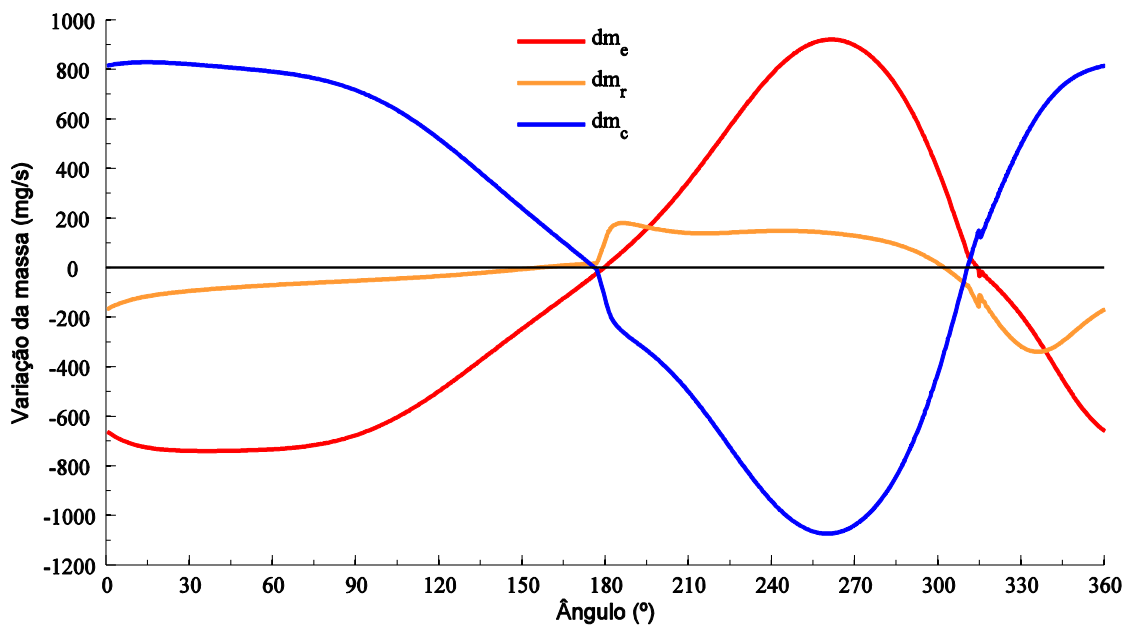


Figura 7.8: Variação de massa nas câmaras

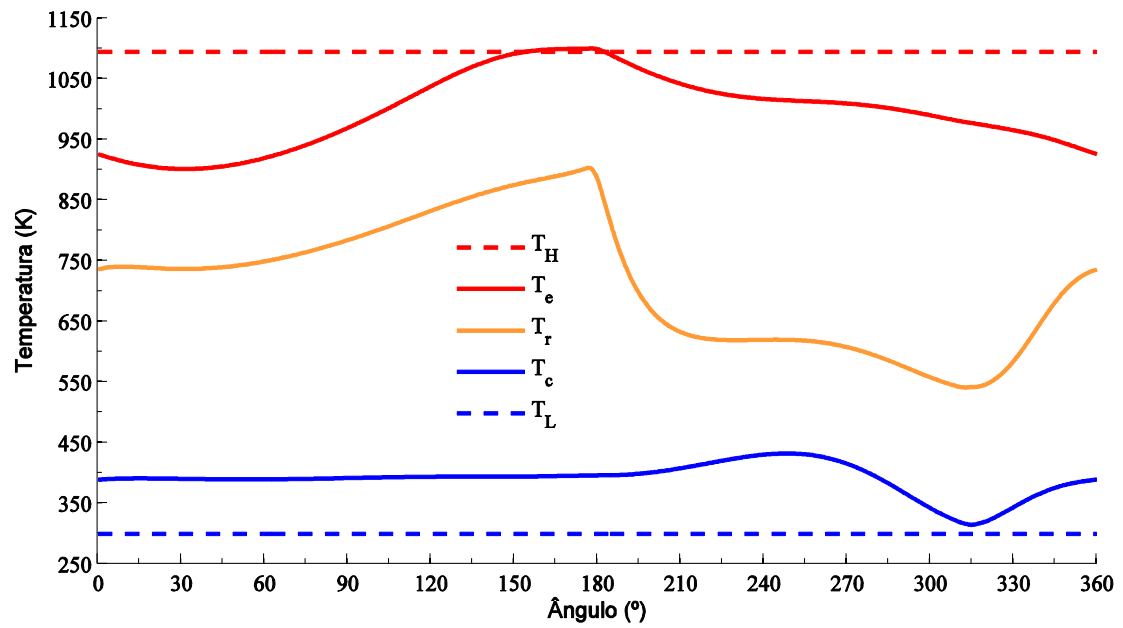


Figura 7.9: Temperaturas do gás nas câmaras

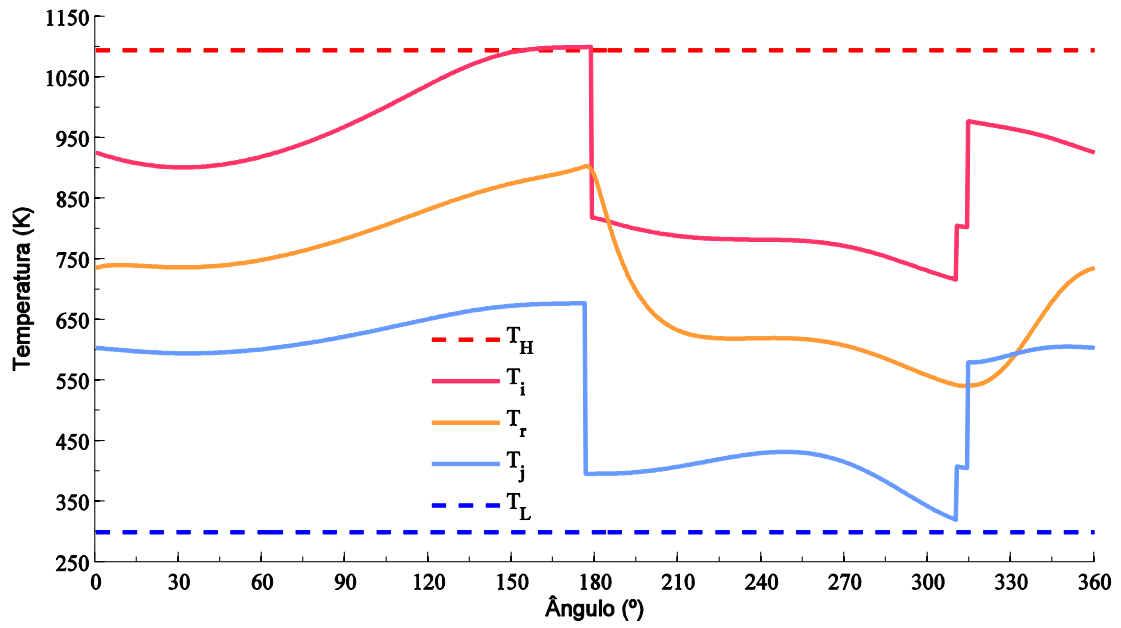


Figura 7.10: Temperaturas do gás à saída e entrada do regenerador

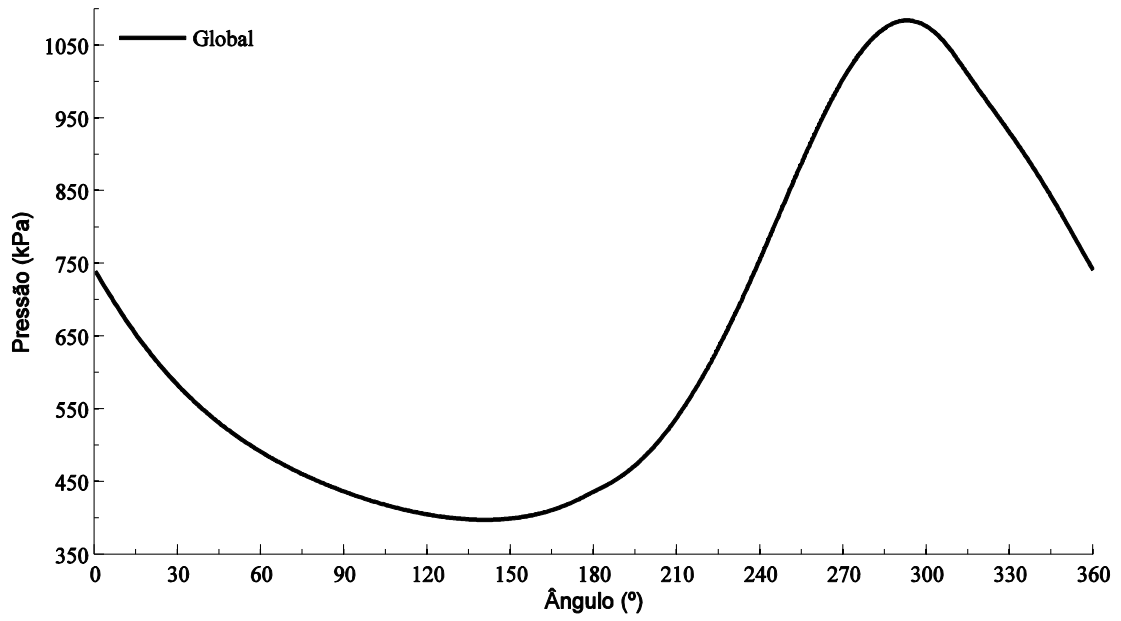


Figura 7.11: Pressão do motor

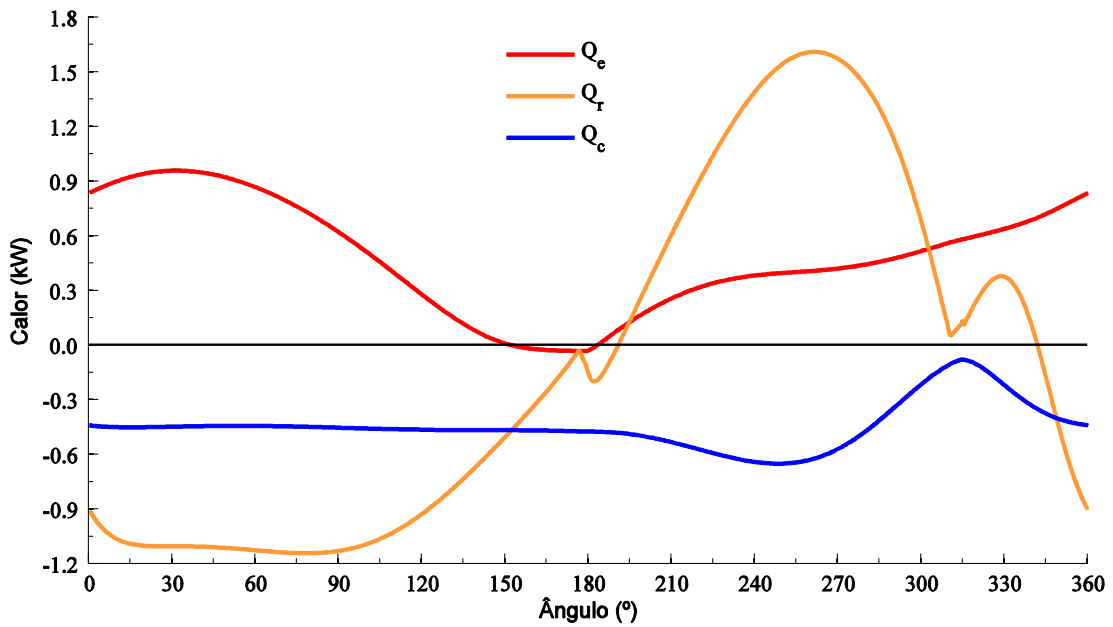


Figura 7.12: Calor transferido nas câmaras

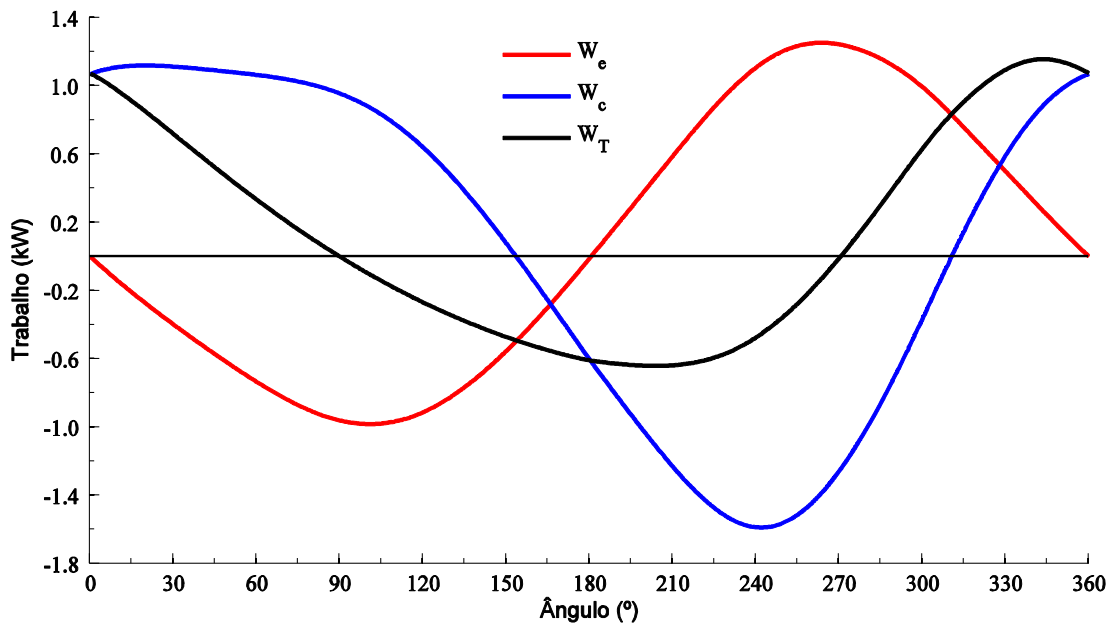


Figura 7.13: Trabalho transferido pelo gás nas câmaras

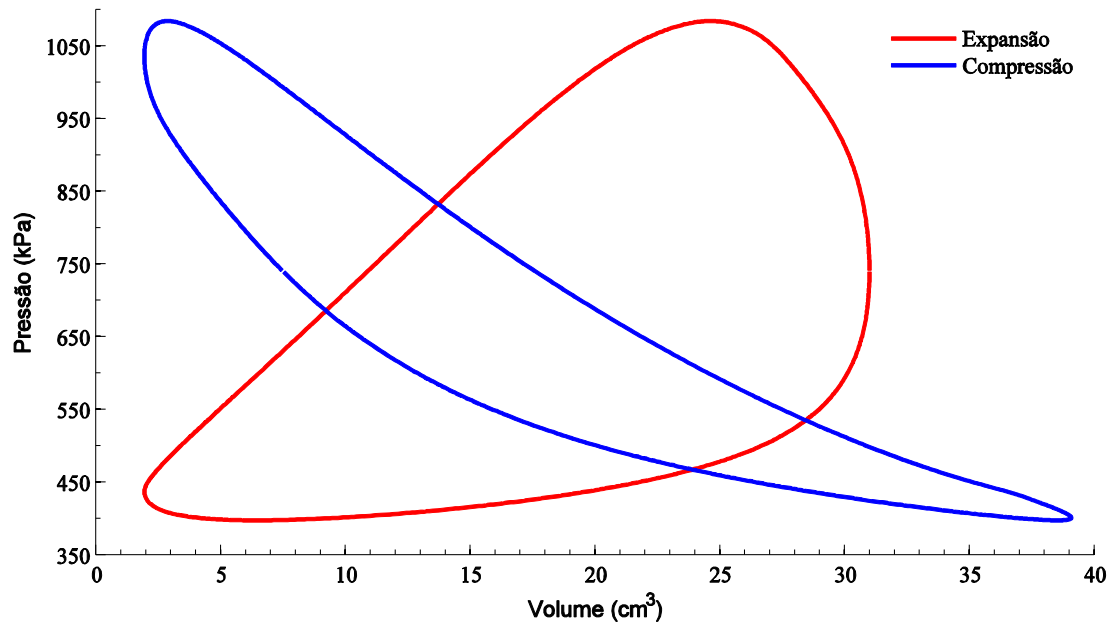


Figura 7.14: Diagrama P-V das câmaras

Anexo 7: Blocos dos modelos construído no simulink

Nas figuras seguintes são apresentados os blocos principais do Matlab/Simulink

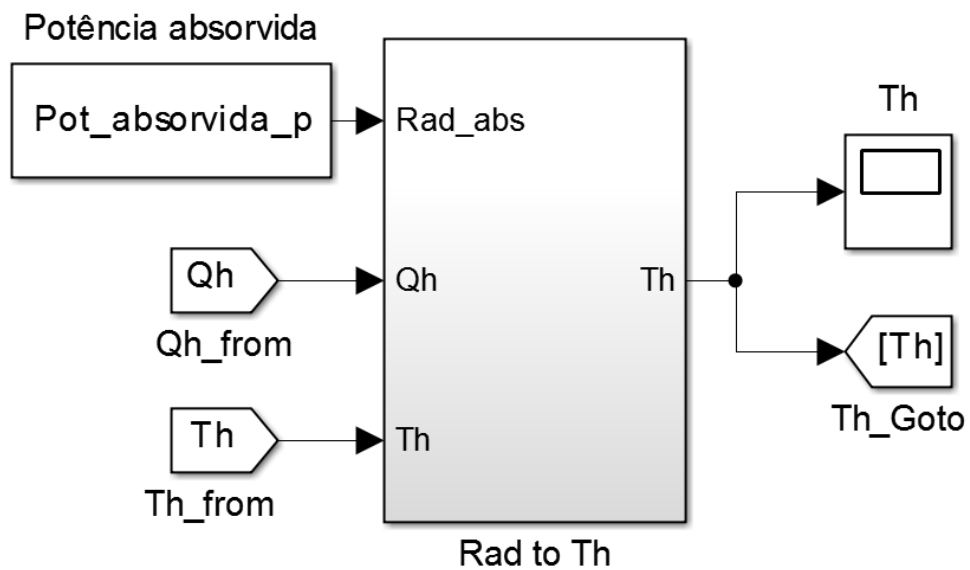


Figura 7.15: Bloco geral do modelo térmico no simulink

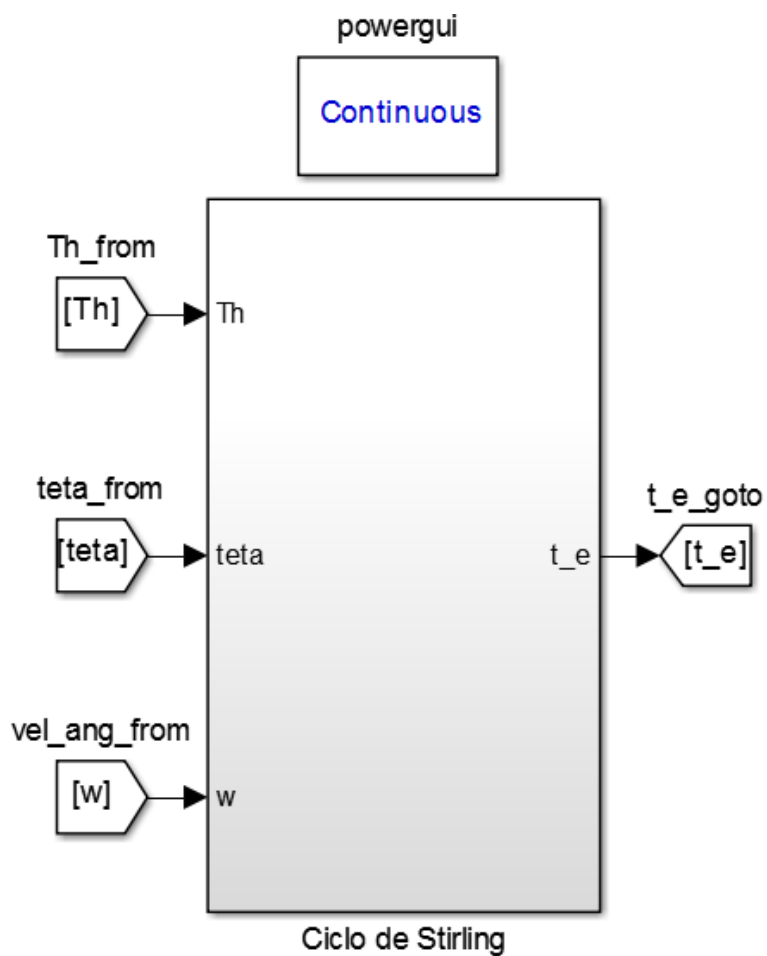


Figura 7.16: Bloco geral do modelo do ciclo térmico no simulink

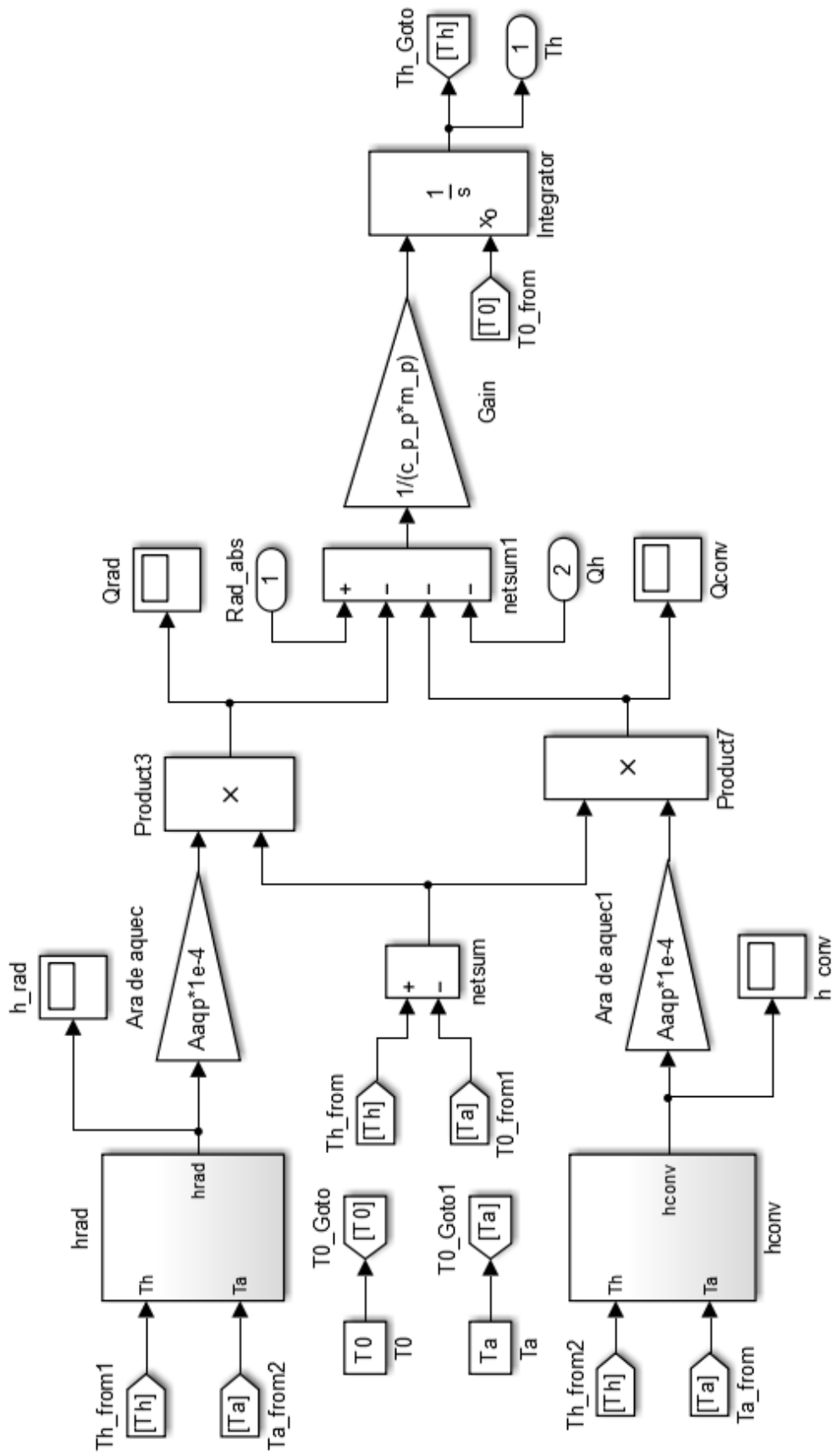


Figura 7.17: Parte do subsistema do modelo térmico

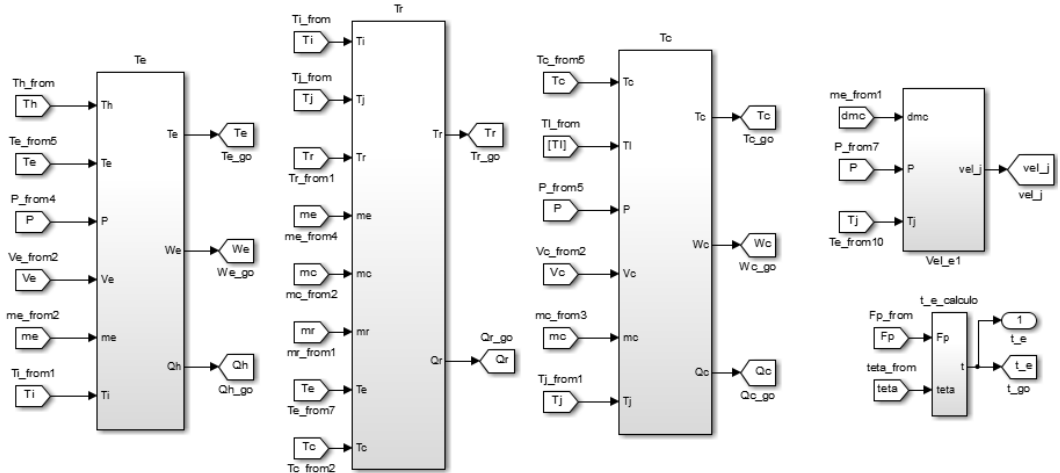
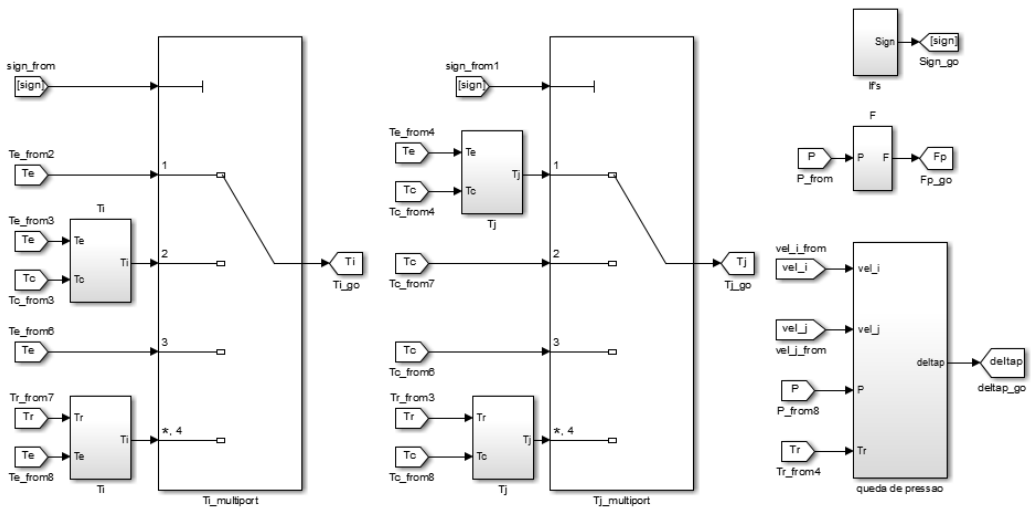
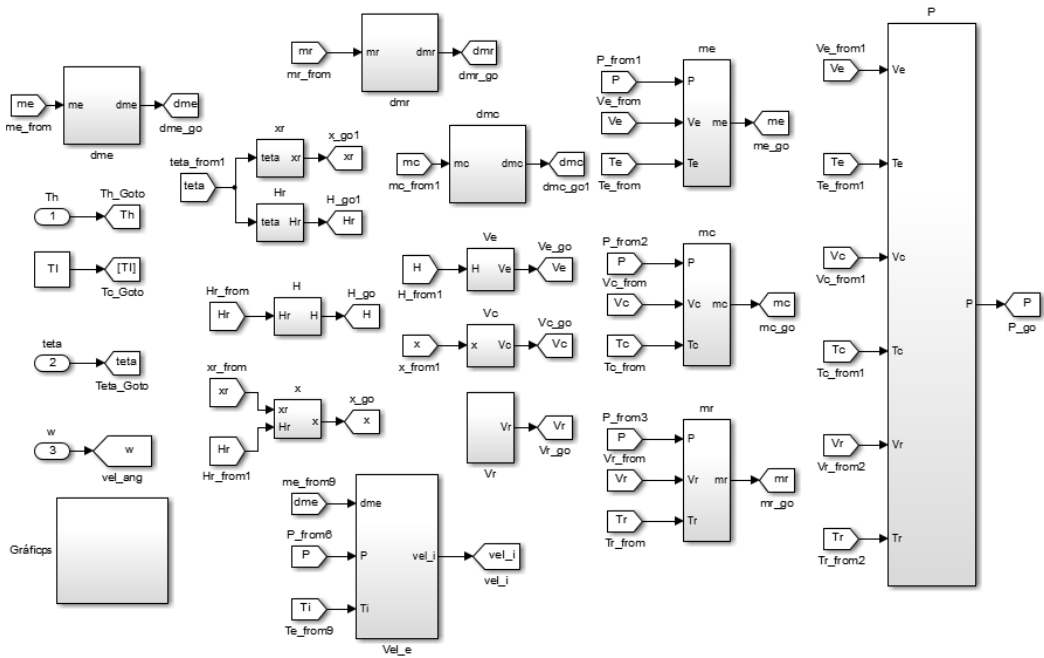


Figura 7.18: Parte do subsistema do modelo do ciclo térmico

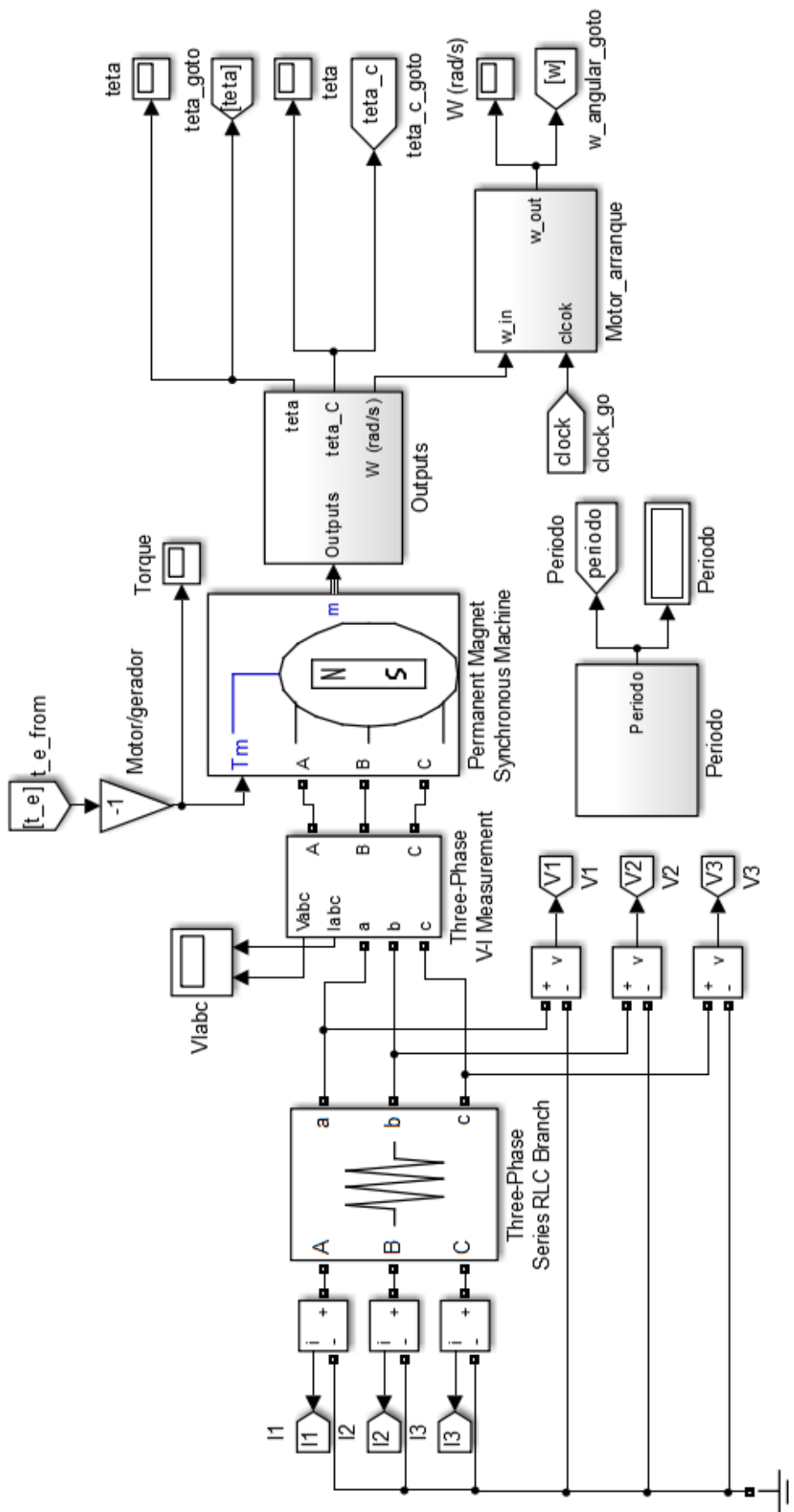


Figura 7.19: Modelo do gerador elétrico no simulink