

**MODELAGEM E ANÁLISE COMPUTACIONAL DE UMA
MÁQUINA STIRLING DE PISTÃO LIVRE**

JULIANO WILSON FONSECA HEIDRICH

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA
A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

NA ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO ENGENHARIA E CIÊNCIAS TÉRMICAS

E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO
EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. ALVARO TOUBES PRATA, Ph. D.
ORIENTADOR

Prof. JOSÉ ANTÔNIO BELLINI DA CUNHA NETO, Dr.
COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA

Prof. CLÁUDIO MELO, Ph. D.
Presidente

Prof. CÉSAR JOSÉ DESCHAMPS, Ph. D.

Prof. JOSÉ ANTÔNIO BELLINI DA CUNHA NETO, Dr.

“Há quarenta anos, tudo o que havia sobre motores a explosão constava de uma fileira de livros de 88 polegadas de comprimento. Hoje sabemos que nenhuma palavra que eles contêm é verdade. Mas as razões que os fazem errados hoje são as mesmas razões que os faziam errados naquela época”

Charles Kettering (1876-1958) em 1915.

*Dedico este trabalho ao meu avô, Wilson Dias da Fonseca (in memoriam)
pelo seu exemplo de vida.*

AGRADECIMENTOS

- Ao professor Álvaro Toubes Prata, pela sua dedicação na minha orientação e formação;
- À minha família e em especial aos meus pais Johan e Dorita pelo apoio fundamental durante a realização deste trabalho;
- À sociedade brasileira que através da CAPES patrocinou a minha formação acadêmica na pós-graduação;
- Aos amigos, colegas e professores do NRVA por compartilharem seus conhecimentos e pela agradável convivência diária;
- Ao corpo docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pelo brilhantismo e lealdade em transmitir seus conhecimentos;
- À EMBRACO que através de seus engenheiros e pesquisadores, contribuiu para a conclusão deste trabalho. Em especial a ajuda e apoio do Pesquisador Dietmar Lillie, que foi fundamental para o direcionamento e foco da investigação realizada.

CONTEÚDO

LISTA DE FIGURAS	viii
NOMENCLATURA	xi
RESUMO	xiv
ABSTRACT	xv
1 – INTRODUÇÃO	1
1.1 – Generalidades	1
1.2 – Estrutura da dissertação	2
2 – O CICLO STIRLING E MÁQUINAS STIRLING	3
2.1 – Introdução	3
2.2 – Implementação termodinâmica do ciclo Stirling	4
2.2.1 – Gases de trabalho	5
2.2.2 – Trocadores de calor	6
2.2.3 – Controle de potência	7
2.3 – Implementação mecânica do ciclo Stirling	7
2.3.1 – Configurações pistão/deslocador	7
2.3.2 – Materiais	9
2.4 – Futuro das máquinas Stirling	9

3 – MÁQUINAS STIRLING USADAS EM REFRIGERAÇÃO	11
3.1 – Comentários iniciais	11
3.2 – Revisão da literatura sobre máquinas Stirling	11
3.3 – Trabalhos envolvendo o regenerador	21
3.4 – Trabalhos com ênfase no refrigerador	22
4 – DESCRIÇÃO E MODELAGEM DO PROBLEMA	24
4.1 – Objetivos	24
4.1.1 – Objetivos principais	24
4.1.2 – Objetivos específicos	24
4.2 – Características da máquina usada nas simulações	24
4.2.1 – Comentários iniciais	24
4.2.2 – Motor elétrico linear	25
4.2.3 – Pistão	25
4.2.4 – Deslocador	26
4.2.5 – Trocadores de calor	26
4.2.6 – Regenerador	27
4.2.7 – Molas	28
4.3 – Estágios do ciclo	28
4.3.1 – Divisão do ciclo	28
4.3.2 – Estágios do ciclo Stirling com regenerador ideal	28
4.3.3 – Estágios do ciclo Stirling com regenerador real	31
4.4 – Modelo matemático	31
4.4.1 – Comentários iniciais	31
4.4.2 – Fluido no interior do cilindro	31
4.4.3 – Trocadores de calor	33
4.4.4 – Regenerador	35
4.4.5 – Motor elétrico linear	38
4.4.6 – Dinâmica do movimento do pistão e do deslocador	39
4.5 – Visão geral das perdas em máquinas Stirling	41

4.5.1 – Condução térmica no fluido de trabalho	41
4.5.2 – Condução térmica nas partes sólidas	41
4.5.3 – Aumento da condução térmica nos gases	41
4.5.4 – Histerese térmica no gás	42
4.5.5 – Locomoção do fluido de trabalho	42
4.5.6 – Lubrificação do deslocador feita pelo fluido de trabalho	42
4.5.7 – Vazamento de gás pelas vedações	42
4.5.8 – Atrito nas vedações	42
4.5.9 – Atrito no mecanismo biela-manivela	43
4.5.10 – Perdas por resistência elétrica nos alternadores	43
4.5.11 – Perdas por histerese nos alternadores	43
4.5.12 – Queda de pressão nos trocadores	43
4.5.13 – Transporte de propriedades termodinâmicas	43
4.5.14 – Gradiente de temperatura ao longo dos trocadores	44
4.6 – Modelagem numérica	44
5 – RESULTADOS E DISCUSSÕES	47
5.1 – Introdução	47
5.2 – Resultados	47
6 – CONCLUSÕES	62
6.1 – Comentários gerais	62
6.2 – Conclusões sobre os resultados obtidos	62
6.3 – Sugestões para trabalhos futuros	63
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	64
ANEXO A	66
ANEXO B	71

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO II

Figura 2.1	Patente original do motor Stirling do Rev. Robert Stirling	4
Figura 2.2a	Ciclo de refrigeração Stirling	5
Figura 2.2b	Ciclo motor Stirling	5
Figura 2.3a	Configuração alfa de uma máquina Stirling	8
Figura 2.3b	Configuração beta de uma máquina Stirling	8
Figura 2.3c	Configuração gama de uma máquina Stirling	8

CAPÍTULO III

Figura 3.1	Máquina Stirling de tipo integrado estudada por Huang	12
Figura 3.2	Resultados obtidos por Huang et alii	13
Figura 3.3a	Perfil de pressão ao longo do ciclo mostrado por Neveu et alii	14
Figura 3.3b	Distribuição de perdas em uma máquina Stirling obtida por Neveu et alii	14
Figura 3.4	Gráfico comparativo dos custos de operação entre um refrigerador Stirling Duplex e um convencional	15
Figura 3.5	Termosifão usado por Berchowitiz et alii como um refrigerador	16
Figura 3.6a	Perfil de pressão obtido no modelo de Ju	16
Figura 3.6b	Fluxo de massa obtido no modelo de Ju	16
Figura 3.7	Foto da máquina usada nos trabalhos de Karandikar et alii	17
Figura 3.8	Foto da máquina usada nos trabalhos de Karandikar et alii	18
Figura 3.9	<i>COP</i> em função da temperatura de rejeição para a máquina estudada por Berchowitiz	19
Figura 3.10	Perdas na máquina Stirling estudada por Berchowitiz	19
Figura 3.11	Máquina Stirling M100A (Global Cooling)	20

Figura 3.12	Curva de comparação do consumo de energia obtida por Berchowitz para uma máquina operando no ciclo de Rankine e no ciclo Stirling	21
Figura 3.13a	Desempenho de uma máquina Stirling cujo gás de trabalho é uma mistura He-N ₂	22
Figura 3.13b	Desempenho de uma máquina Stirling cujo gás de trabalho é uma mistura He-H ₂	22
Figura 3.13c	Desempenho de uma máquina Stirling cujo gás de trabalho é uma mistura He-Ne	22
Figura 3.13d	Desempenho de uma máquina Stirling cujo gás de trabalho é uma mistura He-Ar	22

CAPÍTULO IV

Figura 4.1	Desenho esquemático da máquina usada no presente trabalho	25
Figura 4.2	Desenho do trocador de calor	26
Figura 4.3	Desenho do regenerador utilizado na máquina de 100W	27
Figura 4.4	Estágio de resfriamento para a máquina Stirling com regenerador ideal	29
Figura 4.5	Estágio de aquecimento para a máquina Stirling com regenerador ideal	30
Figura 4.6	Volume de controle para o fluido dentro do cilindro da máquina Stirling	32
Figura 4.7	Escoamento entre placas planas paralelas para o regenerador da máquina de 100W	35
Figura 4.8	Variação do perfil de velocidade ao longo do regenerador da máquina de 100W	36
Figura 4.9	Circuito elétrico do atuador linear da máquina Stirling	39
Figura 4.10	Sistema dinâmico da máquina Stirling	40
Figura 4.11	Volume de controle típico usado na integração das equações do problema	45
Figura 4.12	Volume de controle típico para a velocidade	46

CAPÍTULO V

Figura 5.1	Calor trocado pelo gás nos trocadores de calor da máquina Stirling	49
Figura 5.2	Fluxo de massa através dos trocadores da máquina Stirling	50
Figura 5.3	Variações de massa nas câmaras e no regenerador da máquina Stirling	50
Figura 5.4	Volumes das câmaras da máquina Stirling	51
Figura 5.5	Variações de massa específica nas câmaras da máquina Stirling	52
Figura 5.6	Temperatura do gás nas câmaras da máquina Stirling	53

Figura 5.7	Pressão média do gás nas câmaras da máquina Stirling	53
Figura 5.8	Perda de carga no regenerador	54
Figura 5.9	Diagrama P-V do ciclo Stirling obtido na simulação	54
Figura 5.10	Deslocamento das partes móveis da máquina Stirling	55
Figura 5.11	Força magnética e velocidade do pistão, normalizadas	56
Figura 5.12	Temperatura do fluido no regenerador	57
Figura 5.13	Pressão do fluido no regenerador	58
Figura 5.14	Densidade do fluido no regenerador	58
Figura 5.15	Fluxo de massa no regenerador	59
Figura 5.16	Comparação dos resultados obtidos pelo modelo numérico com resultados experimentais	60
Figura 5.17	Comparação da máquina Stirling com refrigeradores convencionais	61

ANEXO B

Figura B.1	Entalpia do hélio em função da temperatura tendo p como parâmetro de curva	73
Figura B.2	Entalpia do hélio em função da pressão tendo T como parâmetro de curva	73
Figura B.3	Energia interna do hélio em função da temperatura tendo p como parâmetro de curva	74
Figura B.4	Energia interna do hélio em função da pressão tendo T como parâmetro de curva	74

NOMENCLATURA

VARIÁVEIS

a	Distância entre duas lâminas consecutivas do regenerador	m
A_{pass}	Área total de passagem do fluido pelo regenerador	m ²
A_{tr}	Área total de troca de calor do fluido com o trocador de calor	m ²
A_{trans}	Área da seção transversal da região sólida do regenerador	m ²
C	Constante	
c_p	Calor específico a pressão constante	J/kgK
c_v	Calor específico a volume constante	J/kgK
D_H	Diâmetro hidráulico do regenerador	m
e	Energia interna	J/kg
F_d	Somatório das forças que atuam no deslocador	N
F_m	Força magnética que impulsiona o pistão junto com o atuador	N
F_p	Somatório das forças que atuam no pistão	N
h	Entalpia do gás	J/kg
h_e	Entalpia do gás na entrada da câmara	J/kg
h_s	Entalpia do gás na saída da câmara	J/kg
h_{troca}	Coefficiente de transferência de calor entre o gás e o regenerador	W/m ² K
i	Corrente elétrica que passa pelo motor	A
k	Condutividade térmica	W/mK
k_d	Rigidez da mola ligada ao deslocador	N/m
k_p	Rigidez da mola ligada ao pistão	N/m
L	Indutância do motor	H
L_{troca}	Largura da fita de poliéster que constitui o regenerador	m

m	Massa	kg
$\dot{m}_{V.C.}$	Massa no volume de controle	kg
\dot{m}	Fluxo de massa no regenerador	kg/s
\dot{m}_e	Fluxo de massa que entra no volume de controle	kg/s
\dot{m}_s	Fluxo de massa que sai do volume de controle	kg/s
n_{voltas}	Número de voltas no regenerador	
p	Pressão	Pa
p_0	Pressão na câmara traseira	Pa
p_c	Pressão crítica do hélio	Pa
p_f	Pressão na câmara fria	Pa
p_q	Pressão na câmara quente	Pa
\dot{Q}	Calor trocado	W
\dot{Q}_C	Calor total recebido pelo fluido	W
\dot{Q}_H	Calor total cedido pelo fluido	W
R	Resistência elétrica	Ω
R_g	Constante do hélio	J/kgK
t	Tempo	s
T	Temperatura	K
T_c	Temperatura crítica do hélio	K
T_f	Temperatura do fluido	K
T_{reg}	Temperatura do regenerador	K
T_{tr}	Temperatura do trocador	K
TS_{tr}	Temperatura da superfície externa do trocador	K
u	Velocidade do fluido no regenerador	K
U	Coeficiente de transferência de calor entre o gás e o trocador	m/s
V	Volume de fluido na câmara	W/m ² K
x	Coordenada cartesiana	m
x_d	Posição do deslocador	m
\dot{x}_d	dx_d/dt	m/s
\ddot{x}_d	d^2x_d/dt^2	m/s ²
x_p	Posição do pistão	m

\dot{x}_p	dx_p/dt	m/s
\ddot{x}_p	d^2x_p/dt^2	m/s ²
\dot{W}	Potência	W
y	Coordenada cartesiana	m

SÍMBOLOS GREGOS

α	Constante do atuador	Vs/m
μ	Viscosidade absoluta do fluido	Pa.s
ρ	Massa específica do fluido	kg/m ³

PARÂMETROS ADIMENSIONAIS

COP	Coeficiente de performance	$\frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}}$
p_r	Pressão reduzida	$\frac{p}{p_r}$
Re	Número de Reynolds	$\frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}}$
T_r	Temperatura reduzida	$\frac{T}{T_r}$
z	Fator de compressibilidade	$\frac{pV}{mR_gT}$

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo o desenvolvimento de um modelo matemático para a simulação numérica de máquinas Stirling usadas para refrigeração. Ciclos de refrigeração Stirling são encontrados em diversas aplicações como refrigeradores que operam em baixas temperaturas, equipamentos de diagnóstico médico e eletrônica sofisticada (elementos e dispositivos que empregam supercondutividade). No presente trabalho será explorada a utilização de uma máquina Stirling com aplicação em refrigeradores domésticos, como alternativa de substituição dos convencionais compressores herméticos e dos ciclos de compressão a vapor. O modelo explora o comportamento dinâmico do gás de trabalho e avalia o desempenho de alguns de seus principais componentes. O modelo matemático aqui utilizado se baseia em equações da termodinâmica, mecânica dos fluidos, transferência de calor, dinâmica e eletricidade. A meta é a geração de uma ferramenta para auxiliar a compreensão dos fenômenos envolvidos, bem como o projeto de novas máquinas. São apresentadas validações dos resultados obtidos pelo modelo, com resultados experimentais, e comparações com os sistemas de refrigeração usados atualmente. Os resultados numéricos obtidos pelo modelo apresentam consistência com os resultados experimentais. A máquina Stirling atingiu valores de desempenho, obtidos pelo modelo, comparáveis aos sistemas de refrigeração convencionais.

ABSTRACT

The present work aims to develop a mathematical model for numerical simulation of free-piston Stirling coolers. Stirling refrigeration cycles are found on some applications such as low operating temperatures coolers, medical diagnostic equipments and sophisticated electronics (superconductivity components and devices). In this work, it is explored a Stirling cooler machine for domestic refrigerators, as an alternative for conventional hermetic compressors and vapor compression cycles. The model explores the working gas thermodynamic behavior and evaluates the performance of the Stirling cooler components. To simulate the working fluid behavior inside the chambers, it was used a global thermodynamic model. To heat exchangers and the regenerator it was adopted a discretized model by volume finite method. Dynamics equations were used to simulate the system composed by piston, displacer and springs. An electrical circuit represented the linear engine and its components. A computational code was generated to simulate the machine and to help in the design process of new coolers and machines. Validations of the results obtained by comparisons with experimental results were presented. The results obtained numerically by the model present consistence with the experimental results. The Stirling cooler reached values of performance, obtained by the model, comparable to conventional hermetic compressors.

CAPÍTULO I

“Toda a ciência é nada mais do que o refinamento do pensamento diário”.
Albert Einstein

INTRODUÇÃO

1.1 – Generalidades

Na tentativa contínua de melhoria do desempenho e da eficiência das máquinas em uso atualmente, reúnem-se esforços de engenheiros, cientistas de diversas áreas. São buscados sempre melhores materiais, a melhoria dos processos de fabricação, novas tecnologias.

Presentemente, a melhoria da eficiência de máquinas e processos surge da necessidade de se diminuir a taxa de aumento do consumo de energia elétrica e, em longo prazo, diminuir o próprio consumo atual. Isto pode ser conseguido de diferentes formas, incluindo a redução de desperdícios e o desenvolvimento de equipamentos eletricamente mais eficientes.

Neste contexto, profissionais da área de refrigeração têm buscado tanto aperfeiçoar os sistemas de refrigeração existentes e comumente usados, como desenvolver novas tecnologias. Dentre estas novas tecnologias, incluem-se as máquinas Stirling, cujo ciclo de refrigeração já é conhecido desde o século XIX, porém sem aplicações relevantes. Em virtude de algumas características que serão destacadas posteriormente, o ciclo de refrigeração Stirling vem sendo aprimorado em anos recentes e sua utilização tem se estendido a diversas aplicações, inclusive a refrigeração doméstica.

Ciclos de refrigeração Stirling são encontrados em diversas aplicações como refrigeradores que operam em baixas temperaturas, equipamentos de diagnóstico médico, e eletrônica sofisticada (elementos e dispositivos que empregam supercondutividade). No presente trabalho será explorada a utilização de uma máquina Stirling para refrigeradores

domésticos, como alternativa de substituição dos convencionais compressores herméticos e dos ciclos de compressão a vapor.

1.2 – Estrutura da dissertação

A seguir é apresentada a estrutura da dissertação, com uma breve descrição dos tópicos a serem abordados em cada capítulo.

Capítulo 2: Um breve histórico e uma revisão sobre ciclos Stirling serão apresentados, contendo suas particularidades. O capítulo mostra diferentes configurações de equipamentos e também aplicações de refrigeradores e motores Stirling.

Capítulo 3: É apresentada uma revisão da literatura sobre pesquisas que foram feitas com máquinas Stirling, incluindo trabalhos numéricos e experimentais.

Capítulo 4: Neste capítulo é feita uma apresentação do problema a ser resolvido, mostrando o modelo matemático e numérico adotados na sua solução, bem como as características da máquina Stirling escolhida para o presente estudo.

Capítulo 5: Os resultados obtidos com a modelagem adotada são apresentados e discutidos neste capítulo.

Capítulo 6: Este capítulo é dedicado às conclusões do trabalho. Sugestões para trabalhos futuros serão apresentadas.

Anexos: Além do corpo principal da dissertação, anexos são incluídos e apresentam a dedução de algumas equações utilizadas na modelagem matemática.

CAPÍTULO II

*“Não conhecer é ruim;
não desejar conhecer é pior”.*
Provérbio nigeriano

O CICLO STIRLING E MÁQUINAS STIRLING

2.1 – Introdução

Inicialmente, um breve histórico e uma apresentação do ciclo Stirling e de máquinas Stirling será feita, com o intuito de familiarizar o leitor com os processos e os fenômenos envolvidos. Algumas configurações diferentes serão mostradas, bem como materiais utilizados.

O motor Stirling conforme apresentado na figura 2.1 foi patenteado em 1816 pelo Rev. Robert Stirling, ministro escocês. Primeiramente, os motores Stirling eram máquinas de fogareiros a carvão, que operavam com ar à baixa pressão, construídos para competir com máquinas a vapor saturado para prover potência auxiliar para fabricação e mineração. Em 1987, John Ericsson, um famoso inventor britânico-americano construiu um motor marinho Stirling enorme com quatro pistões de 4,2m de diâmetro. Começando nos anos trinta, o motor Stirling foi levado a um estado alto de desenvolvimento de tecnologia através do Laboratório de Pesquisa Philips em Eindhoven, Holanda, com a meta de produzir um gerador elétrico pequeno e silencioso para ser usado com dispositivos eletrônicos de válvulas eletrônicas que consumiam alta potência. Recentemente, o interesse por motores Stirling tem ressurgido, e como exemplo pode-se citar a geração de energia elétrica solar e aplicações em automóveis híbridos (Goswami et alii, 1999).

Desde a sua invenção, protótipos de motores Stirling têm sido desenvolvidos para propósitos automobilísticos além de serem usados em caminhões, ônibus e embarcações. O motor Stirling já foi proposto como um motor de propulsão em iates, navios de passageiros e veículos de estrada, como ônibus urbanos. O motor Stirling também foi desenvolvido como

uma unidade de potência subaquática para submarinos. A viabilidade de se usar o Stirling para sistemas de alta potência a serem transportados no espaço, foi explorada pela NASA. O motor Stirling é considerado ideal para aquecimento solar, e a primeira aplicação solar de registro foi em 1872 por John Ericsson (Stine, 1999).

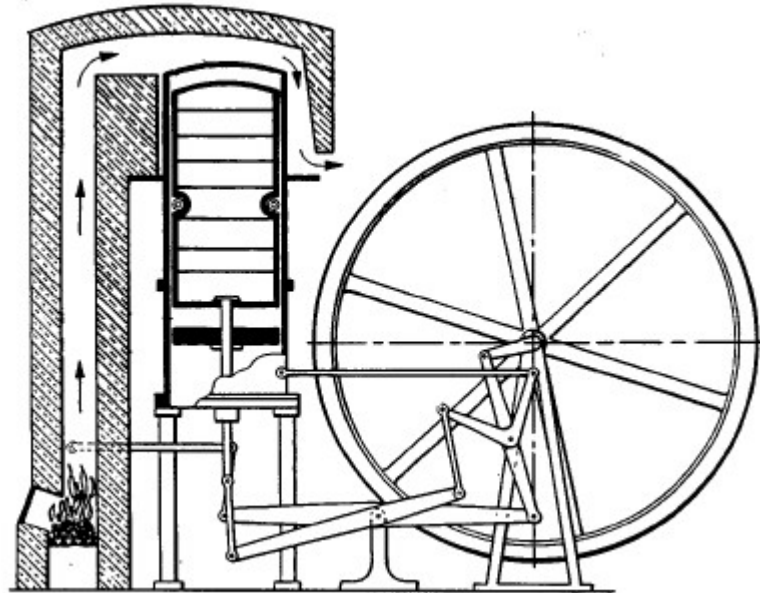


Figura 2.1 - Patente original do motor Stirling do Rev. Robert Stirling

Motores Stirling são geralmente máquinas aquecidas externamente, e desta forma, muitas fontes de calor podem ser usadas para acioná-las, inclusive isótopos radioativos, energia solar e reações químicas exotérmicas. Motores Stirling de alto desempenho operam nos limites térmicos dos materiais usados para a sua construção. Temperaturas típicas percorrem faixas de temperatura da ordem de 650°C a 800°C, resultando em eficiências de conversão ao redor 30% a 40%. Velocidades de rotação do motor de 2000rpm a 4000rpm são comuns.

2.2 - Implementação Termodinâmica do Ciclo Stirling

No ciclo Stirling ideal, um gás de trabalho é alternadamente aquecido e resfriado na medida em que está sendo comprimido e expandido. Gases como hélio e hidrogênio, que permitem rápida transferência de calor sem mudança de fase, são tipicamente usados em motores Stirling de alto desempenho. O ciclo Stirling ideal combina quatro processos sendo dois processos de troca de calor a temperatura constante e dois processos de troca de calor a volume. Como mais trabalho é requerido para expandir o gás a alta temperatura e alta pressão do que é exigido para comprimi-lo a baixas temperaturas e baixas pressões, o ciclo motor

Stirling produz um trabalho líquido que pode comandar um alternador elétrico ou outros dispositivos mecânicos. De maneira diferente, no ciclo de refrigeração Stirling, o gás consome mais trabalho ao ser comprimido a uma alta temperatura e alta pressão, do que ao ser expandido a uma baixa temperatura e baixa pressão, fazendo assim com que o balanço de energia seja satisfeito com a absorção de energia do ambiente a ser refrigerado. Nas figuras 2.2a e 2.2b estão ilustrados os gráficos de pressão *versus* volume para um ciclo Stirling motor e um ciclo Stirling de refrigeração. Como é observado da termodinâmica clássica, um sistema operando num ciclo horário, produz um trabalho líquido positivo, como é o caso do motor. No refrigerador, o ciclo é no sentido anti-horário.

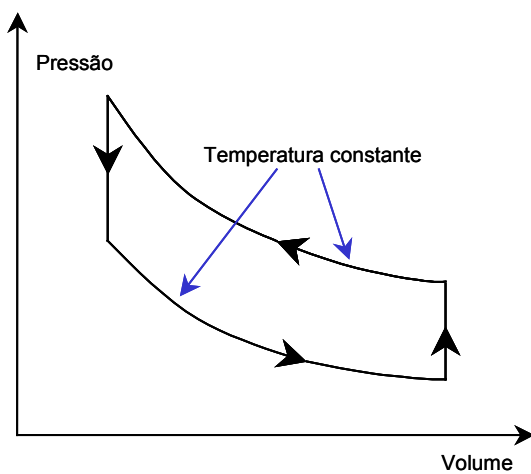


Figura 2.2a – Ciclo de refrigeração Stirling

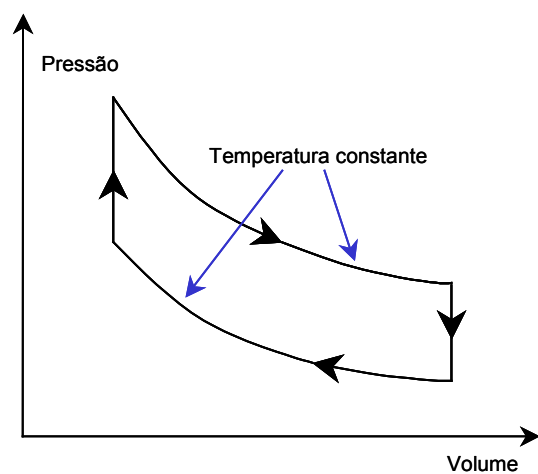


Figura 2.2b – Ciclo motor Stirling

2.2.1 – Gases de trabalho

No ciclo de Stirling ideal o gás de trabalho é alternadamente aquecido e resfriado em processos a temperatura constante e a volume constante. O gás tradicionalmente usado em motores Stirling foi ar a pressão atmosférica. A esta pressão o ar tem uma densidade razoavelmente alta e pode ser usado diretamente no ciclo e com vazamentos sendo um problema secundário. Porém, as temperaturas dos componentes internos são limitadas em virtude do oxigênio presente no ar, que pode degradar os materiais rapidamente.

Por causa de suas altas capacidades de transferência de calor, associadas a suas difusividades e condutividades térmicas, hidrogênio e hélio são usados em motores Stirling de alta frequência e alto desempenho. Para compensar a baixa densidade destes gases, a pressão média do gás de trabalho é elevada. A compressão e a expansão variam acima e abaixo desta pressão média. Hidrogênio, termodinamicamente a melhor escolha, em geral resulta em motores mais eficientes do que com hélio. O hélio, por outro lado, tem menos problemas de

compatibilidade com os outros materiais usados sendo também de mais segura utilização. Para maximizar a potência, motores de alta performance operam tipicamente a pressões altas, no alcance de 5MPa a 20MPa. Operações nestas altas pressões resultam em dificuldades de evitar vazamentos uma vez que anéis entre as regiões do motor de alta pressão e as partes a pressão ambiente são problemáticos em algumas máquinas. Novos projetos para reduzir ou eliminar este problema são objetos de desenvolvimento atual.

2.2.2 – Trocas de calor

O gás de trabalho é aquecido e resfriado por trocadores de calor que adicionam o calor de uma fonte externa, ou rejeitam calor para as redondezas. Na maioria dos motores, uma unidade interna armazena e rejeita energia durante cada ciclo.

O aquecedor de um motor Stirling normalmente é feito de muitos tubos de pequeno calibre que são externamente aquecidos e o gás de trabalho escoar no interior. Transferências de calor externas através de produtos de combustão ou absorção direta de radiação solar são comuns. Altas taxas de transferência de calor usando muitos tubos de pequeno calibre resultam em elevadas perdas de bombeamento, enquanto que tubos de grande calibre resultam em perdas menores. Adicionalmente os volumes de gás alojados dentro destes trocadores de calor deveriam ser mínimos para aumentar o desempenho do motor. Tais compromissos direcionam e norteiam o projeto adequado dos trocadores de calor. A transferência de calor mais uniforme e a uma temperatura mais constante para os tubos aquecedores é obtida com a utilização de termosifões. Tipicamente, tais dispositivos usam sódio como o meio para a transferência de calor; um líquido é evaporado na fonte de calor e é condensado então no lado de fora superfícies dos tubos aquecedores do motor.

O resfriador de um motor Stirling normalmente é um trocador de calor de tubo revestido. O gás de trabalho é passado pelos tubos, e é feita circulação de água refrigerante exteriormente. A água é resfriada em um trocador de calor externo. O fato de todo o calor rejeitado do ciclo de potência vir do resfriador faz com que o motor Stirling seja considerado ideal para aplicações em cogeração.

A maioria dos motores Stirling incorpora um regenerador de aumento de eficiência que captura a energia do gás de trabalho durante a refrigeração a volume constante e a libera quando o gás é aquecido a volume constante. O aquecimento e resfriamento do regenerador

acontecem mais de 60 vezes por segundo durante a operação de um motor de alta velocidade de rotação. No ciclo ideal, todo o calor transferido durante os processos de aquecimento e resfriamento a volume constante ocorre no regenerador, permitindo a adição e rejeição de calor externo sejam processos eficientes de transferência de calor ocorrendo a temperaturas constantes. Regeneradores são tipicamente câmaras empacotadas com uma tela de arame de fina malha ou estruturas de metal porosas. Há massa suficiente no regenerador para armazenar toda a energia necessária para elevar a temperatura do gás de trabalho. A energia armazenada pelo regenerador geralmente é muitas vezes maior do que aquela fornecida pelo aquecedor.

2.2.3 – Controle de potência

Um controle rápido de produção de potência de um motor Stirling é altamente desejável para aplicações elétricas, automotivas e solares. Na maioria dos projetos de motor Stirling, um controle rápido de potência é implementado variando a densidade (i.e., a pressão média) do gás de trabalho pela sangria de gás do ciclo quando menos potência é desejada. Para retornar a um nível de potência mais alto, gás a alta pressão deve ser reintroduzido no ciclo. A fim de se obter este efeito de maneira rápida e sem perda do gás, um complexo sistema de válvulas, um tanque de armazenamento temporário e um compressor são requeridos.

Um método moderno de controlar a potência de saída é mudar a duração do percurso do pistão de potência. Este método é também empregado em máquinas Stirling para refrigeradores.

2.3 – Implementação mecânica do ciclo Stirling

2.3.1 – Configurações pistão/deslocador

Para implementar o ciclo Stirling, diferentes combinações de componentes de máquinas foram projetadas para promover tanto o movimento do gás de trabalho entre as regiões de altas e baixas temperaturas do motor, como a compressão e expansão durante o aquecimento e resfriamento. Os estágios de compressão e de expansão do ciclo em geral acontecem em um cilindro com um pistão. O movimento de passagem do gás de trabalho de um lado para outro pelo aquecedor, regenerador e resfriador é implementado frequentemente por um deslocador, o deslocador é um pistão auxiliar de compressão que quando se move para a região fria, desloca o gás de trabalho para a região quente e vice-versa. Este escoamento ocorre por deslocamento volumétrico e, portanto, a força requerida para movê-lo é mínima.

Três configurações de projeto diferentes são geralmente usadas como mostradas nas figuras 2.3a-c, tais configurações são chamadas configurações *alfa*, *beta*, e *gama*; respectivamente. Cada uma tem suas características de projeto mecânico distintas, porém mantendo o mesmo ciclo termodinâmico. A configuração *alfa* usa dois pistões um do lado do aquecedor, outro do lado do resfriador. Estes dois pistões primeiramente se deslocam de maneira conjunta para promover os processos a volume constante, aquecendo ou resfriando o gás de trabalho. Quando todo o gás foi passado a um cilindro, um pistão permanece fixo e o outro se movimenta para comprimir ou expandir o mesmo. O trabalho de compressão é dado pelo pistão frio e o trabalho de expansão, no pistão quente. Devido aos seus dois pistões, pode-se observar que a configuração *alfa* não usa deslocador.

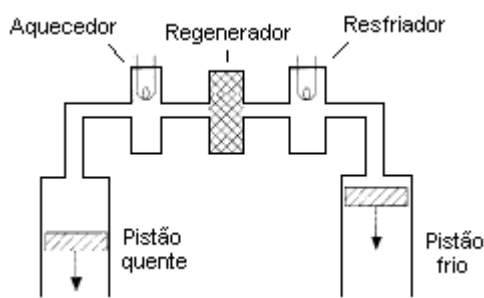


Figura 2.3a – Config. alfa de uma máquina Stirling

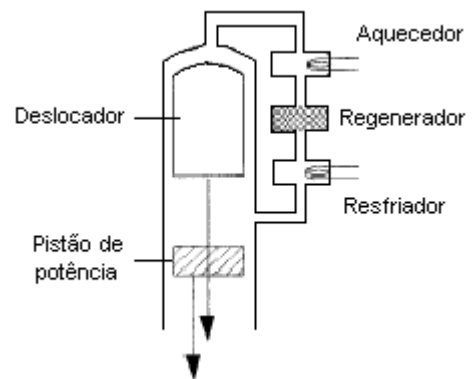


Figura 2.3b – Config. beta de uma máquina Stirling

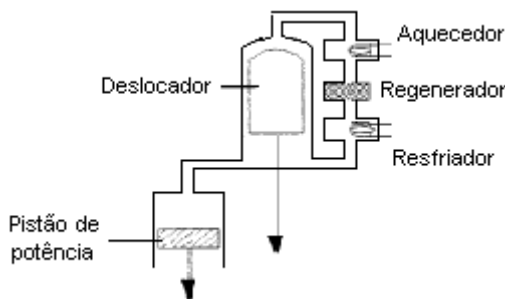


Figura 2.3c – Config. gama de uma máquina Stirling

Uma variação em se usar dois pistões separados para implementar a configuração *alfa*, é usar a frente e o verso de um único pistão chamado pistão de dupla-ação. O volume em um lado do pistão é conectado, ao volume do outro pistão através do aquecedor, regenerador e refrigerador. Com os quatro pistões de dupla-ação, cada um 90° fora de fase com o outro, o resultado é um motor dito de configuração *alfa* a quatro cilindros.

A configuração *beta* incorpora um deslocador e um pistão de potência no mesmo cilindro. O deslocador move o gás entre o lado quente e o lado frio do cilindro através do aquecedor, regenerador e refrigerador. O pistão de potência, normalmente localizado no lado frio do cilindro, comprime o gás de trabalho quando o gás está no lado frio e expande o gás de trabalho quando este foi movido para o lado quente. A patente original do motor por Robert Stirling é da configuração *beta*.

A terceira configuração usa cilindros separados para o deslocador e o pistão de potência e é chamada configuração *gama*. Aqui, o deslocador move gás entre o lado quente e o lado frio de um cilindro pelo aquecedor, regenerador e refrigerador, de maneira semelhante à da configuração *beta*. Porém, o pistão de potência está em um cilindro separado, pneumaticamente conectado ao cilindro do deslocador.

2.3.2 – *Materiais*

Materiais usados em motores Stirling são aços geralmente comuns com algumas exceções. Materiais que podem resistir a uma operação contínua às altas temperaturas do ciclo são requeridos para o aquecedor, o regenerador, e o lado quente do volume de deslocamento. Como a maioria dos motores opera a altas pressões, paredes espessas são geralmente requeridas. Nas regiões quentes do motor, isto pode conduzir a uma deformação térmica devido a sucessivos aquecimentos e resfriamentos. Nas regiões frias, espaços grandes para encadeamentos mecânicos podem requerer paredes espessas para conter a pressão de gás. O uso de tecnologias de estruturas compostas ou a redução do tamanho do espaço pressurizado pode eliminar estes problemas.

2.4 – *Futuro das máquinas Stirling*

As principais vantagens do motor Stirling são o aquecimento externo e a alta eficiência; e fazem deste o motor do futuro, substituindo muitas aplicações que utilizam motores a combustão interna. Para aplicações em automóveis híbrido-elétricos, o motor Stirling não só é quase duas vezes mais eficiente que motores de ignição por centelha modernos, mas, por causa do processo de combustão contínua, ele queima combustível de maneira mais limpa e é pouco sensível à qualidade ou ao tipo de combustível. Por causa da simplicidade de seu projeto, o motor Stirling pode ser fabricado como uma fonte de potência barata para geração de eletricidade que usa biomassa e outros combustíveis disponíveis em nações em desenvolvimento.

Adicionalmente, o motor Stirling promove acesso para energia solar barata. Isto porque pode receber calor do sol através de coletores concentrados, e porque sua fabricação é bastante semelhante à de um motor a gasolina ou a diesel, podendo ser considerado a alternativa menos cara para aplicações em geração de energia elétrica solar.

No que diz respeito às máquinas Stirling para uso em refrigeração, estas se tornam importantes em áreas específicas como em criogenia. Ultimamente, devido às suas diversas particularidades, estas máquinas Stirling estão tendo suas aplicações ampliadas. Dentre elas, uma aplicação em refrigeração doméstica, sobre o qual é objeto deste estudo.

CAPÍTULO III

*“Nada é tão antigo que algo de novo
não possa ser dito a respeito”.*
Dostoevsky

MÁQUINAS STIRLING USADAS EM REFRIGERAÇÃO

3.1 – Comentários iniciais

Estudos têm sido realizados para investigar o comportamento de diversos tipos diferentes de máquinas Stirling. Em cada caso estão envolvidas diferentes variáveis de interesse prático, e diferentes metas a serem alcançadas. Experimentos, modelos analíticos e numéricos, têm procurado reproduzir o escoamento no interior de uma máquina Stirling. Uma rápida discussão de alguns trabalhos já realizados será feita a seguir.

3.2 – Revisão da literatura sobre máquinas Stirling

Chen (1997) desenvolveu um modelo de ciclo irreversível para prever o desempenho de uma máquina Stirling para refrigeração, usando um gás ideal ou um gás de Van der Waals como fluido de trabalho. O autor afirma que as irreversibilidades básicas do ciclo resultam de uma razão finita de fluxo de calor nos dois processos isotérmicos, em perdas regenerativas nos dois processos a volume constante e uma fuga do calor do reservatório quente para o espaço refrigerado. Um modelo irreversível do ciclo Stirling foi estabelecido e usado para analisar a influência das várias irreversibilidades no desempenho do ciclo de refrigeração Stirling. A potência de entrada de um refrigerador Stirling foi otimizada sob uma dada capacidade de refrigeração. São apresentadas curvas de potência de entrada *versus* capacidade de refrigeração e coeficiente de performance *versus* capacidade de refrigeração. A máxima capacidade de refrigeração e o coeficiente de performance são calculados. Os resultados obtidos são de significância geral, ou seja, eles também podem ser úteis para uma futura compreensão do desempenho ótima de ciclos de refrigeração Stirling ou outros ciclos de refrigeração regenerativos.

Erbay et alii (1997) apresentam a máxima densidade de refrigeração de uma máquina Stirling para refrigeração operando num ciclo termodinâmico regenerativo fechado. Os autores definem a densidade de refrigeração como sendo a carga de refrigeração por unidade de volume do refrigerador, o que torna importante o tamanho de refrigerador nesta análise. A densidade de refrigeração é um novo parâmetro introduzido para avaliar o efeito das dimensões físicas do refrigerador e suprir a necessidade de um melhor entendimento para comparações de ciclos, tendo a mesma ordem de grandeza do coeficiente de performance. Nestas análises toma-se o ciclo de refrigeração Stirling com um regenerador real. Gráficos mostram que, para um fluido com $c_p/c_v = 1,4$, temos a máxima densidade de refrigeração quando a razão de compressibilidade é em torno de 3,0 e a razão T_L/T_H for menor do que 1. Foi encontrado que, o ciclo de refrigeração Stirling em consideração, tem uma razão de compressão que corresponde a uma máxima densidade de refrigeração para as condições de operação utilizadas.

Em um estudo, Huang et alii (2000) efetuam a modelagem de uma máquina Stirling de tipo integrado com a ajuda de uma abordagem de sistemas dinâmicos. Uma máquina Stirling de tipo integrado compreende um compressor e um lado frio que é conectado ao lado quente por uma passagem de gás. O lado frio contém um regenerador, um deslocador móvel, um cilindro e uma câmara de expansão. A figura 3.1 mostra um esquema desta máquina. A pressão média dentro das câmaras é da ordem de 1,43MPa, e com a frequência de rotação de 35Hz.

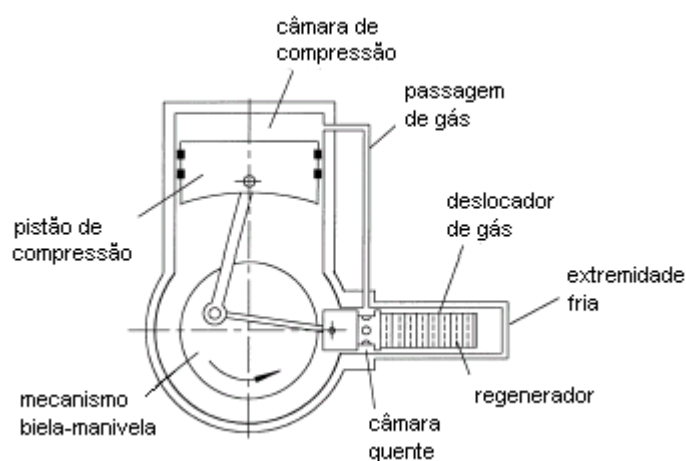


Figura 3.1 – Máquina Stirling de tipo integrado, estudada por Huang

Os autores derivam as equações utilizadas na modelagem da máquina a partir das equações de conservação da massa, da energia e da quantidade de movimento, mediante

certas aproximações e linearizações. As equações derivadas possuem um certo rigor matemático, contendo expressões em função de termos complexos, devido à natureza senoidal dos movimentos. Os resultados são apresentados na forma de gráficos. Dentre eles, a capacidade de refrigeração em função da temperatura da extremidade fria, o COP em função da frequência de rotação e da temperatura do lado frio, o gráfico P-V, entre outros. Alguns destes gráficos são mostrados na figura 3.2.

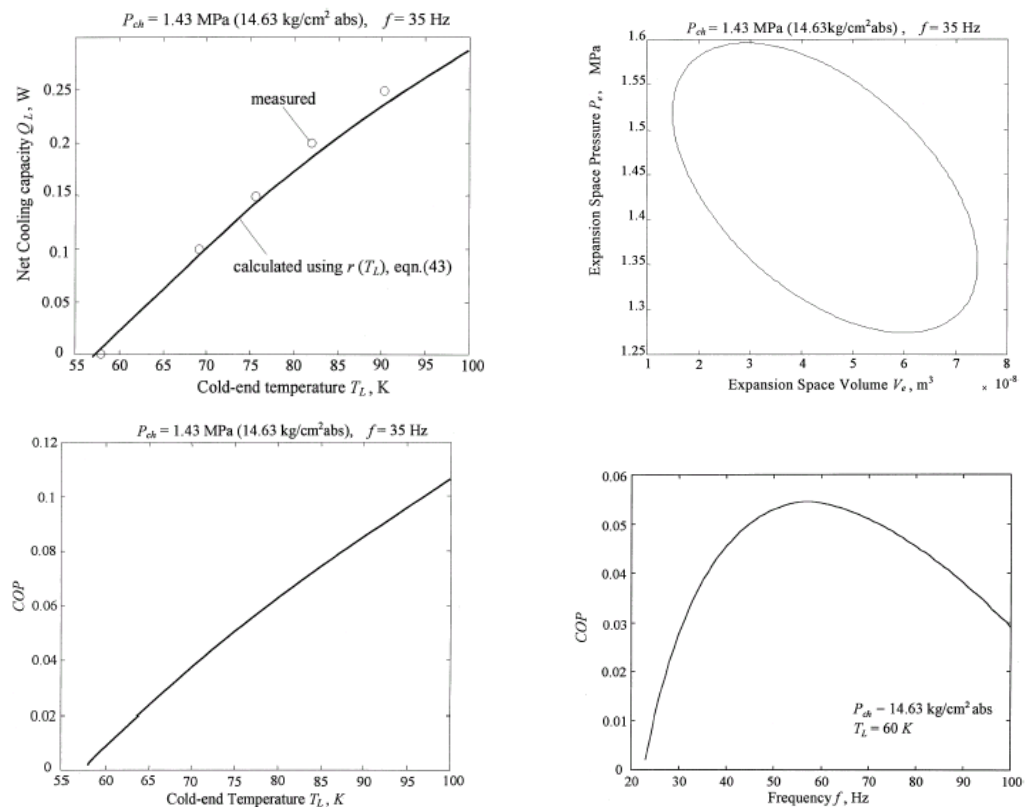


Figura 3.2- Resultados obtidos por Huang et alii.

Neveu et alii (2000) desenvolveram um modelo simplificado para um refrigerador de tubo pulsante. Em seu trabalho, o desempenho de um tubo pulsante de orifício é analisado em primeira instância através de um modelo ideal e posteriormente através de um modelo com dependência temporal levando em conta resistências de transferência de massa e de calor. É feita uma análise de entropia no trabalho, mostrando que a capacidade de refrigeração pode ser associada a um transporte de entropia. Os autores usam equações que descrevem a primeira lei e a segunda lei da termodinâmica na forma como é visto na equação 3.1. Estas equações são então particularizadas para as diferentes câmaras encontradas no refrigerador.

$$\begin{cases} dU = \delta q + \delta w - hdm \\ dS = \frac{\delta q}{T} - sdm + \delta_i s \end{cases} \quad (3.1)$$

Diferentes resultados são apresentados, dentre eles, gráficos de rendimento em função da temperatura do lado frio, pressão nas fases do ciclo, gráfico P-V e uma análise da distribuição de entropia nas partes do refrigerador. Alguns destes resultados são mostrados nas figuras 3.3a e 3.3b.

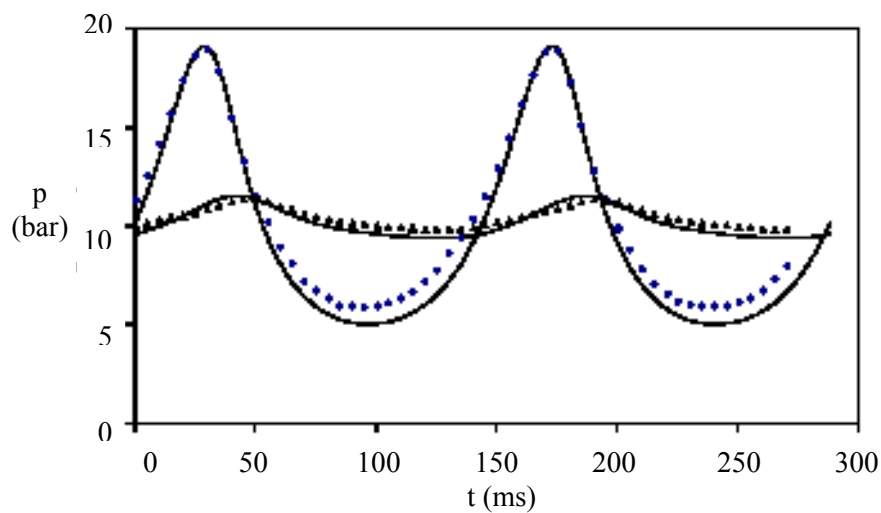


Figura 3.3a – Perfil de pressão ao longo do ciclo mostrado por Neveu et alii

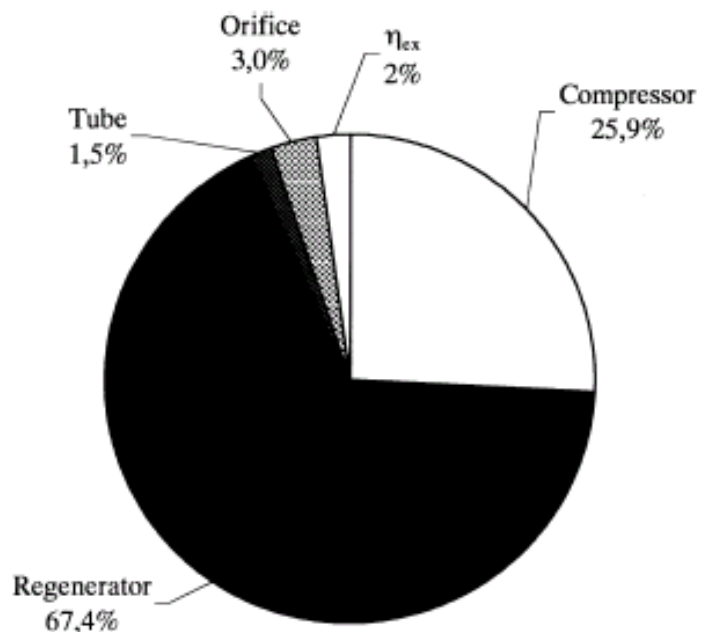


Figura 3.3b – Distribuição de perdas em uma máquina Stirling mostrada por Neveu et alii

Berchowitz (1993) analisa máquinas Stirling para refrigeração doméstica. Os experimentos por ele realizados são no sentido de se avaliar o coeficiente de performance destas máquinas, bem como a eficiência das mesmas. Faz-se uma comparação dos COP's em função da natureza do gás de trabalho, variando entre o hélio e o hidrogênio, mostrando-se o melhor desempenho do hidrogênio. O autor mostra uma variante das máquinas Stirling de pistão livre convencionais, chamada de configuração “duplex”, afirmando que esta é muito mais eficiente que os convencionais. Uma informação importante contida neste artigo é trazida pelo gráfico da figura 3.4, que compara o custo de operação do refrigerador Duplex Stirling com um refrigerador comum, fazendo isso para diferentes regiões dos Estados Unidos. Vê-se claramente a redução no custo de operação pelo refrigerador Duplex Stirling.

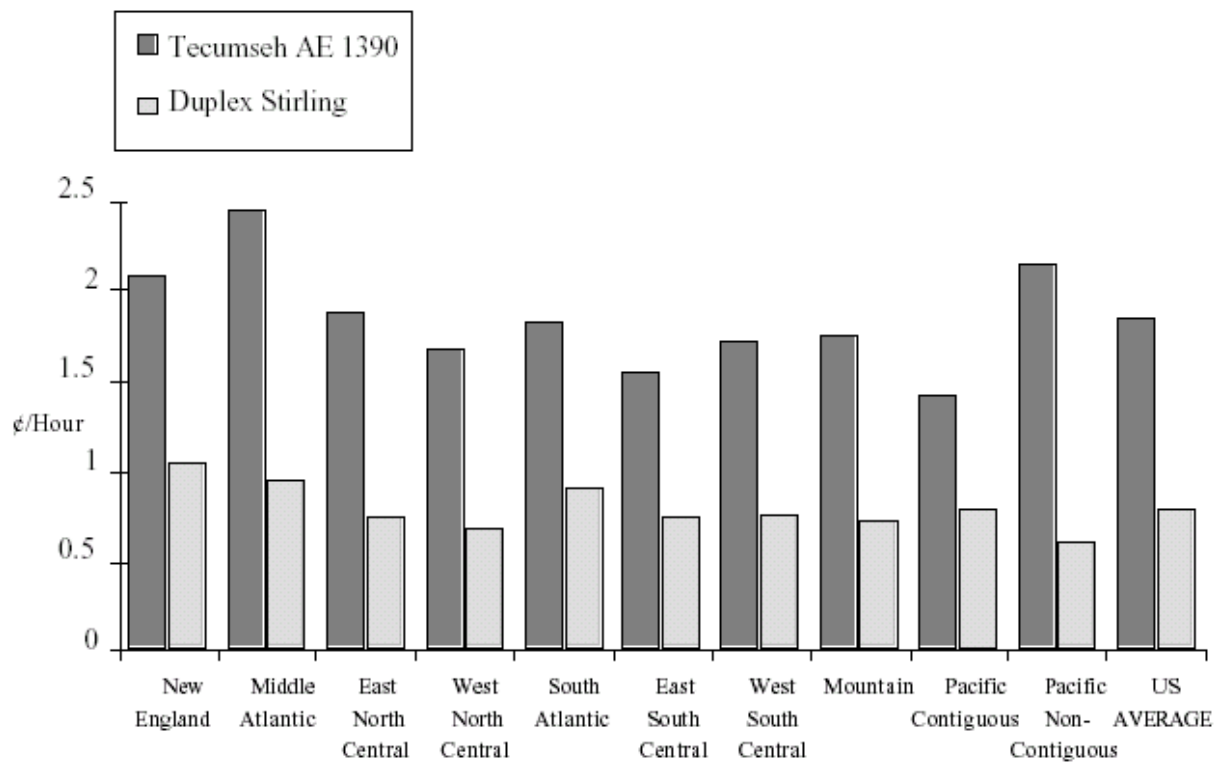


Figura 3.4 – Gráfico comparativo dos custos de operação entre um refrigerador Stirling Duplex e um convencional

Berchowitz et alii (1999) testam uma máquina Stirling de pistão livre para refrigeração com capacidade de 40W o qual pode ser utilizado para pequenas aplicações como bolsas térmicas portáteis.

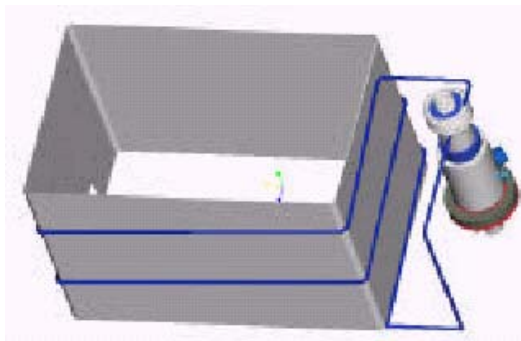


Figura 3.5 – Termosifão usado por Berchowitz et alii como um refrigerador

A figura 3.5 ilustra o sistema de termosifão usado em refrigeradores de pequeno porte que fazem uso da máquina Stirling. Este sistema consiste em fazer passar um fluido na extremidade fria do compressor Stirling, cedendo calor, o qual será posteriormente retirado de dentro do recipiente a ser refrigerado. Testes realizados mostram que com a temperatura ambiente de aproximadamente 27°C, a temperatura interna do recipiente atingiu -16°C. O autor também faz uma comparação do COP de um compressor Stirling e o COP de um módulo que utiliza princípios de efeito Peltier. Para um $COP_{Carnot} = 6$, foi obtido $COP_{Peltier} = 0,3$ e $COP_{Stirling} = 1,62$.

O principal objetivo do trabalho de Ju (2001) foi o de fazer um estudo computacional de um refrigerador de tubo pulsante com o método misto Euleriano-Lagrangeano. Em sua modelagem, Ju utiliza-se de propriedades reais do gás de trabalho (hélio), materiais magnéticos regenerativos multidimensionais, leva em conta a diferença de pressão entre as câmaras, a transferência de calor no regenerador e nos trocadores de calor e não leva em conta a condutividade térmica no regenerador. A máquina estudada pelo autor atinge 4K. As formas de alguns dos resultados exibidas são semelhantes aos que serão apresentados no capítulo das conclusões. As figuras 3.6a e 3.6b mostram resultados obtidos por Ju.

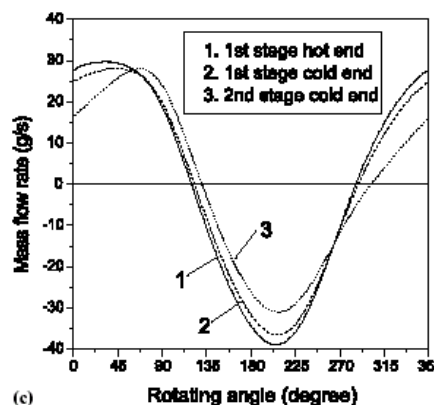
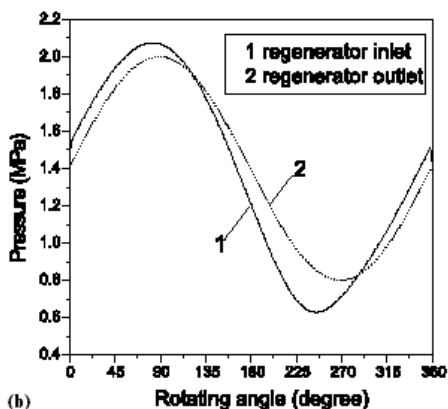


Figura 3.6a – Perfil de pressão obtido no modelo de Ju Figura 3.6b – Fluxo de massa obtido no modelo de Ju

Karandikar et alii (1995) fizeram um estudo sobre o desenvolvimento de dois modelos de criorefrigeradores (refrigeradores para aplicações em criogenia) de pistão livre de pequeno porte, com grande potencial para baixo custo e alta confiabilidade, em algumas aplicações comerciais em ascensão. O modelo da figura 3.7 foi projetado para aplicações cuja faixa de variação da temperatura de refrigeração varia entre 173K a 273K, e possui uma potência de refrigeração de 40W a 223K. O modelo da figura 3.8 foi projetado para operações entre 65K e 150K, tendo uma potência de refrigeração de 4W a 77K. O autor fornece resultados de potência elétrica consumida em função da potência de refrigeração, da temperatura de refrigeração e do deslocamento do pistão, para ambos os modelos citados a uma temperatura de rejeição de 313K.

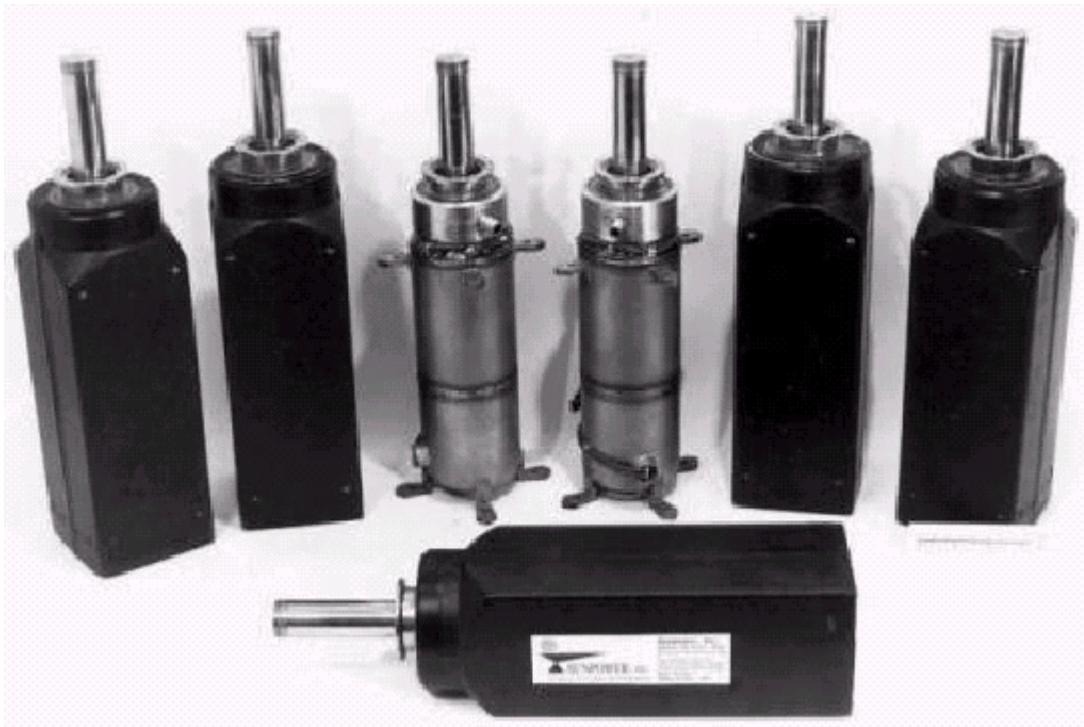


Figura 3.7 – Foto da máquina usada nos trabalhos de Karandikar et alii

Karandikar et alii (1995) ainda fazem comentários sobre a vida e a confiabilidade destes refrigeradores. Um dos dados fornecidos se refere a uma unidade do primeiro modelo citado, em operação por 5.500h sem apresentar degradações. É fornecido também um relatório contendo uma tabela feito para avaliar a confiabilidade destas máquinas. O custo destes refrigeradores é comparado ao custo de um refrigerador convencional de 205W. O refrigerador convencional custaria U\$88,00 para volumes de fabricação de 250.000 unidades por ano, e de U\$30,00 aproximadamente para um volume de 1.000.000 unidades por ano.

Usando o mesmo custo de trabalho e materiais, a serem usados ponderados pela massa, o modelo por ele apresentado teria o custo de U\$20,00 para um volume de fabricação de 1.000.000 de unidades por ano.



Figura 3.8 – Foto da máquina usada nos trabalhos de Karandikar et alii

Berchowitz et alii trazem um estudo sobre avanços recentes em refrigeradores Stirling. Seu estudo é motivado pelo fato de os refrigeradores Stirling possuírem um baixo custo aliado a um potencial de não-degradação do meio ambiente. A máquina estudada possui um COP maior do que 2,0 a temperaturas de 0°C a 30°C e a uma potência entre 8W a 50W. Os autores fornecem um gráfico do COP em função da temperatura de rejeição de calor, como mostrado na figura 3.9. Também são mostrados dados de perdas de potência causadas pelo mecanismo e pelo afastamento do ciclo em relação ao ciclo ideal (figura 3.10). As perdas mecânicas incluem as perdas pela lubrificação pneumática (atrito), histerese, centragem, ineficiência do motor, entre outras. As perdas devido ao ciclo incluem as irreversibilidades termodinâmicas internas devidas ao ciclo real.

Bapat (2000) fez uma comparação entre um ciclo de refrigeração a compressão de vapor comum e um ciclo de refrigeração Stirling em miniatura com uma mistura bifásica. O autor estabelece um critério para a escolha do fluido gasoso e aquele que experimenta a mudança de fase. De acordo com o critério estabelecido, foram considerados hélio e hidrogênio para o gás e nitrogênio, monóxido de carbono; entre outros para o fluido que sofre

condensação. Os resultados mostram um certo aumento na capacidade de refrigeração quando esta configuração é feita.

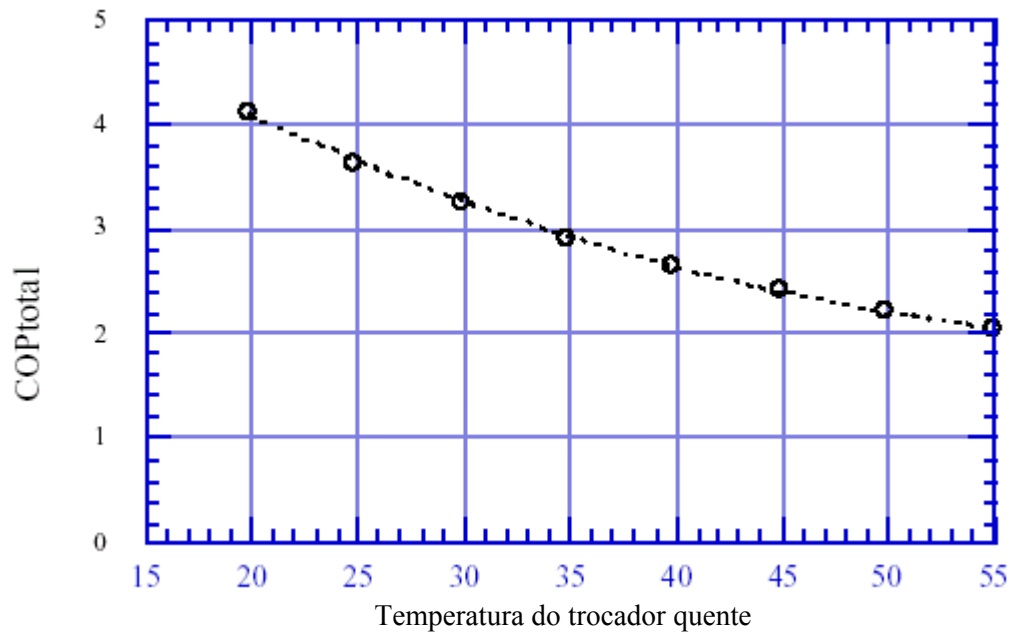


Figura 3.9 – COP em função da temperatura de rejeição para a máquina estudada por Berchowitz

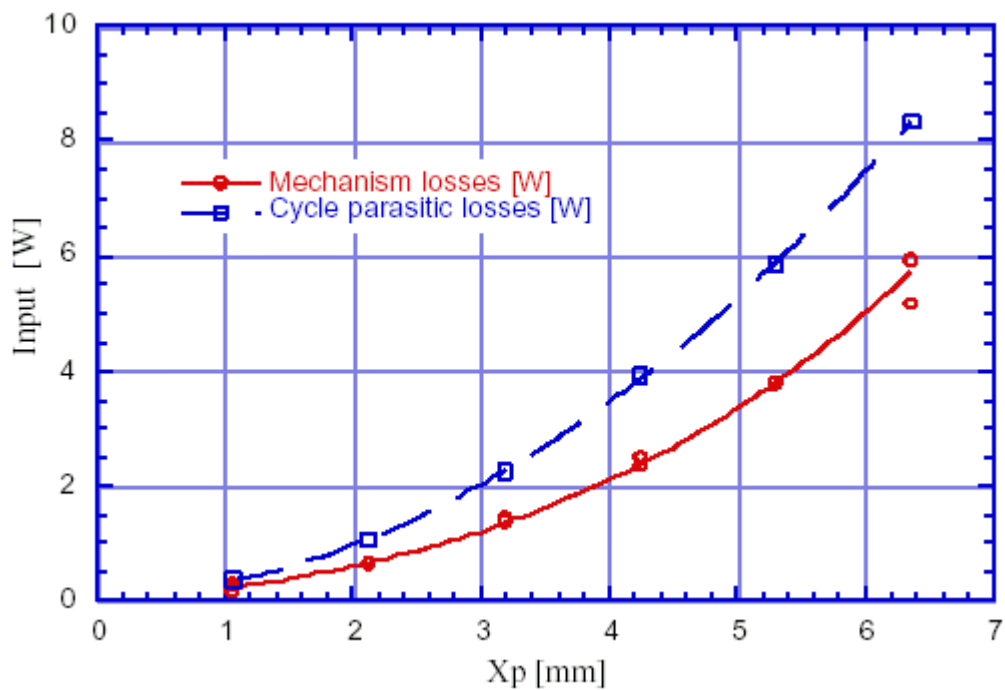


Figura 3.10 – Perdas na máquina Stirling estudada por Berchowitz

Deac et alii realizaram experimentos com uma máquina Stirling que opera a uma temperatura de refrigeração que pode variar de 240K a 280K e possui uma capacidade de

refrigeração de 50W a 260K. O autor apresenta resultados diversos, em função das variáveis envolvidas. A conclusão é a de que a capacidade de refrigeração, bem como a eficiência, são diretamente proporcionais à frequência de rotação e à pressão média do ciclo.

Brodzinski et alii (1998) estudaram uma Stirling para refrigeração em miniatura que é aplicada em detectores de radiação. Tais detectores usam espectrômetros de germânio, ao quais operaram com nitrogênio líquido. Devido ao seu ótimo desempenho e tecnologia de base bem estabelecida, o ciclo Stirling representa um primeiro impulso no programa de desenvolvimento da ferramenta, conclui o autor.

Berchowitz (1998) investigou o desempenho de uma máquina Stirling de pistão livre. O modelo utilizado foi o M100A (Globalcooling), mostrado na figura 3.11. É mostrado que para um COP_{Carnot} variando entre 4 e 9, aproximadamente, a eficiência do modelo fica em torno de 30% a 40%. Em uma comparação com o ciclo de Rankine, o autor levanta uma curva de comparação de um refrigerador de 365 litros, com uma temperatura ambiente de 25°C; como é mostrado na figura 3.12. Outra conclusão importante é a que este refrigerador Stirling pode operar em grandes rendimentos mesmo com uma carga térmica baixa.



Figura 3.11 – Máquina Stirling M100A (Global Cooling)

Chen et alii (2000) estudaram a influência de misturas de fluidos em um tubo pulsante cujo fluido segue um ciclo Brayton modificado, com aplicação em temperaturas em torno de

80K. Em suas análises, o autor usa o hélio combinado com diversos outros gases, como nitrogênio, neônio, argônio e hidrogênio. Obteve-se aumento no COP e na capacidade de refrigeração quando foram utilizadas certas combinações desses fluidos em determinadas frações mássicas de hélio. Os resultados obtidos estão nos gráficos das figuras 3.13. Eles mostram a razão entre o COP da mistura e o COP do hélio puro, para diferentes frações mássicas.

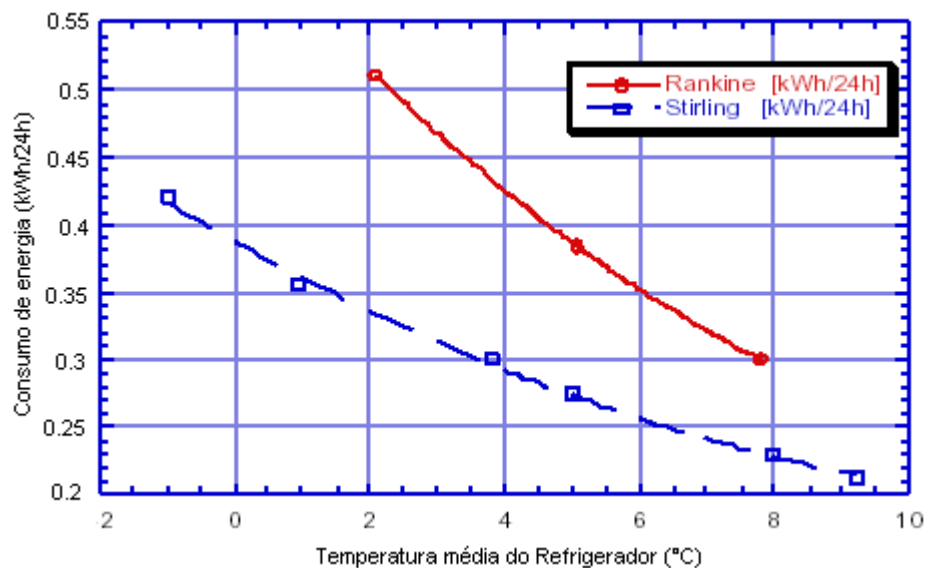


Figura 3.12 – Curva de comparação do consumo e energia obtida por Berchowit (1998) para refrigeradores operando no ciclo de Rankine e no ciclo Stirling

3.3 – Trabalhos envolvendo o regenerador

Sakamoto et alii (1998) analisaram o desempenho de uma máquina Stirling do tipo β que usa o hélio como gás de trabalho. O trabalho enfoca uma comparação entre regeneradores de materiais diferentes. Os testes realizados se concernem a um regenerador cuja matriz é de cobre e outro regenerador com matriz de nylon. O regenerador com matriz de nylon tem 80% da capacidade térmica daquele com a matriz de cobre. Foi constatado que isso provoca uma redução de 20% em sua capacidade de refrigeração, mas em compensação, o seu consumo de energia é reduzido a 75% do valor original, cujo regenerador possuía matriz feita de cobre. A redução no consumo de energia se deve ao fato da matriz de nylon ser mais porosa e, em consequência disto, apresentar uma menor razão de compressão total e também menor atrito entre o fluido e a matriz.

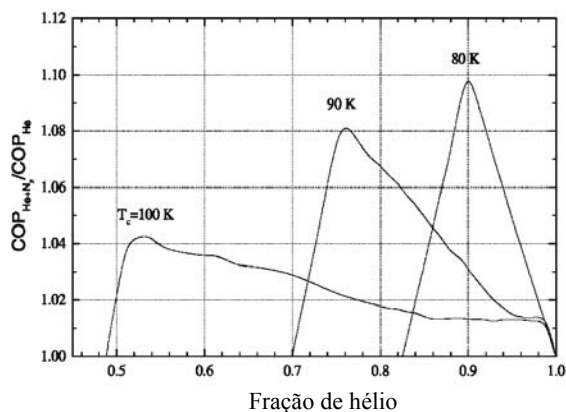


Figura 3.13a – Desempenho de uma máquina Stirling cujo gás de trabalho é uma mistura He-N₂

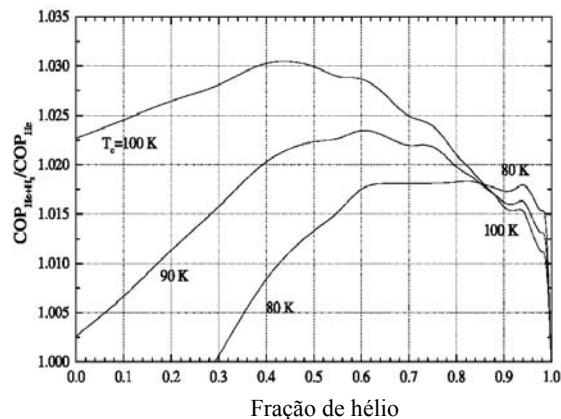


Figura 3.13b – Desempenho de uma máquina Stirling cujo gás de trabalho é uma mistura He-H₂

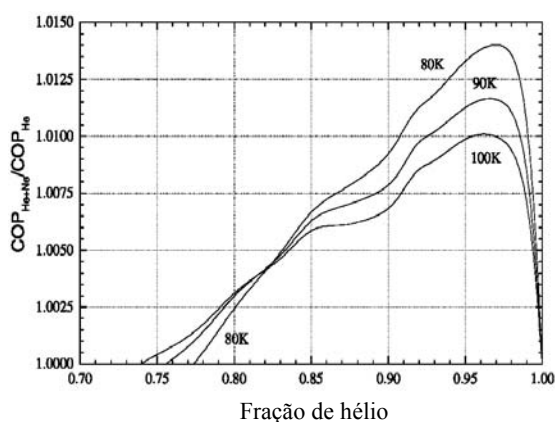


Figura 3.13c – Desempenho de uma máquina Stirling cujo gás de trabalho é uma mistura He-Ne

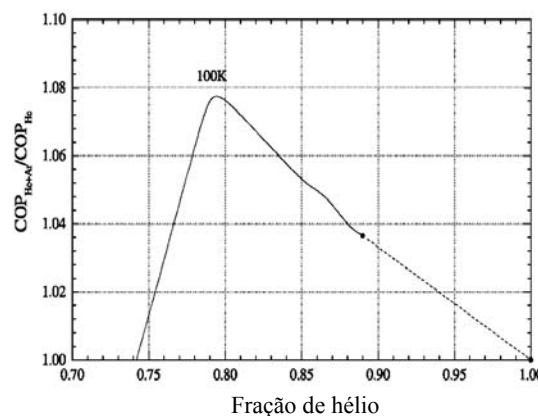


Figura 3.13d – Desempenho de uma máquina Stirling cujo gás de trabalho é uma mistura He-Ar

Smaïli et alii (1998) estudaram a possibilidade de se usar um material sensível ao efeito magnetocalórico no papel do regenerador. Entende-se por efeito magnetocalórico o fato de um material ter sua temperatura elevada sob a atuação de um campo magnético. O método usado pelo autor consiste na ativação e desativação controladas de um campo magnético sobre o material do regenerador. Procedendo-se a uma calibração deste processo de controle, alterações no desempenho do compressor são notadas.

3.4 – Trabalhos com ênfase no refrigerador Stirling

Kim et alii realizaram testes num gabinete frio refrigerado por uma máquina Stirling. O estudo realizado mostrou que um gabinete de 60 litros atinge uma temperatura média interna de $-23,3^{\circ}\text{C}$ em aproximadamente 60 min. As condições de temperatura externa eram de $54,4^{\circ}\text{C}$ com uma potência de refrigeração de 100W no compressor. Com estas condições o COP ficou entre 1,3 e 1,4.

McDonald et alii (1994), realizaram estudos sobre a aplicação de uma máquina Stirling que equipa um refrigerador usado em viagens espaciais para auxílio em experimentos. Um gabinete de $0,3\text{m}^3$ é usado como compartimento para manter sangue, etc. a temperaturas próximas de -22°C . A potência média consumida a uma temperatura do interior de 4°C foi da ordem de 60W e a -22°C foi de 70W .

CAPÍTULO IV

*“Nunca tente algo mais complicado
sem antes ter falhado em algo mais simples”*
Uma das “leis de ouro” dos projetistas de máquinas Stirling

APRESENTAÇÃO E MODELAGEM DO PROBLEMA

4.1 – Objetivos

4.1.1 – Objetivos principais

O principal objetivo deste trabalho foi de gerar um modelo global, que possa simular o comportamento do fluido de trabalho, das partes móveis e do motor elétrico de uma máquina Stirling. Com isto, poder avaliar o seu desempenho comparando-o com outras tecnologias de refrigeração, bem como contribuir com a tecnologia das máquinas Stirling.

4.1.2 – Objetivos específicos

Desenvolver um modelo matemático para o trocador de calor e desta forma realizar análises sobre o mesmo variando seus parâmetros construtivos em busca de um desempenho desejado. Outro objetivo específico é o de desenvolver um modelo adequado para o regenerador. Sendo um componente de fundamental importância para o bom funcionamento de uma máquina Stirling, influenciando diretamente no seu desempenho, o regenerador deve ser modelado de maneira coerente para que seus parâmetros construtivos possam ser enfocados.

4.2 – Características da máquina usada nas simulações

4.2.1 – Comentários iniciais

A figura 4.1 mostra um desenho esquemático de uma típica máquina Stirling, com capacidade de refrigeração de 100W, cujas características serão implementadas nas simulações.

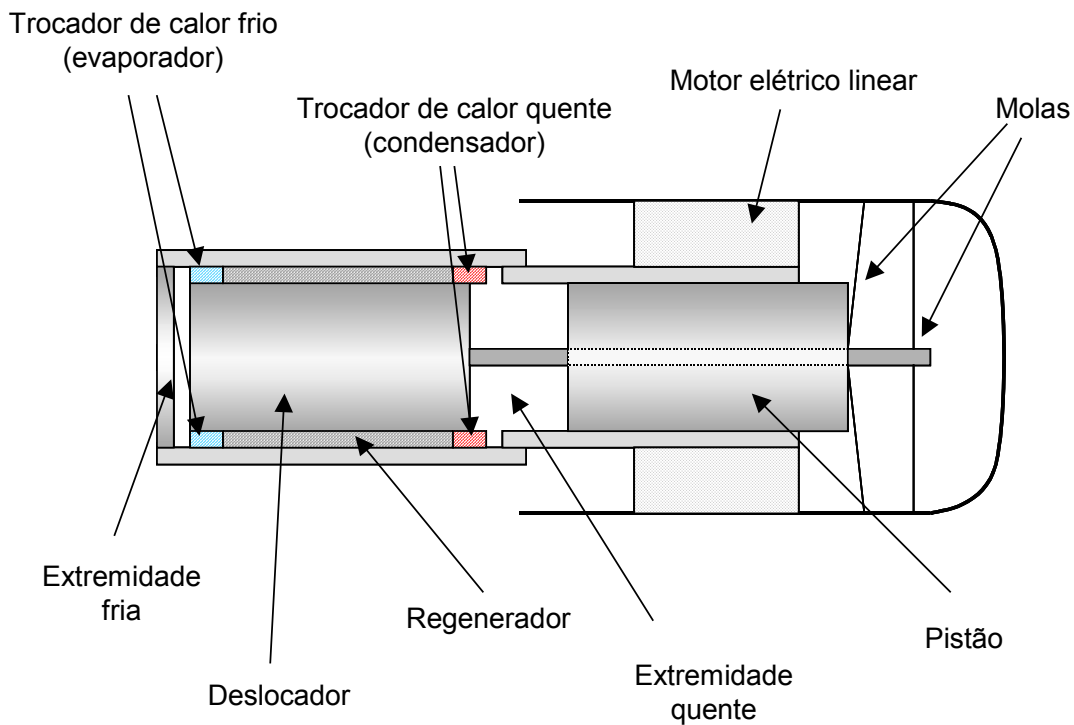


Figura 4.1 – Desenho esquemático da máquina Stirling usada no presente trabalho

A máquina mostrada é composta basicamente por um motor elétrico linear, molas, pistão, deslocador, trocadores de calor (frio e quente), regenerador, câmaras fria e quente. As câmaras fria e quente estão situadas nas extremidades fria e quente da máquina, respectivamente. A lubrificação do pistão e do deslocador é feita de forma pneumática, ou seja, fazendo uso do próprio fluido de trabalho. Somente uma máquina com capacidade de refrigeração de 100W será analisada, porém podendo-se estender a modelagem para outras máquinas semelhantes.

4.2.2- Motor elétrico linear

O motor elétrico linear é o responsável pela entrada de potência no sistema. É o motor que promove o movimento oscilatório do pistão. A frequência de oscilação é variável de uma máquina para a outra de acordo com a utilização a ser dada à máquina. No presente caso a frequência nominal é de 60Hz.

4.2.3- Pistão

O pistão transfere a potência recebida pelo motor elétrico ao fluido de trabalho, fazendo variar seu volume. Ele é constituído por um cilindro vazado, de material plástico ou metálico. O furo passante que vaza o pistão serve como passagem a uma haste que liga o deslocador à sua mola.

4.2.4- Deslocador

A função do deslocador é a de promover o deslocamento do gás das câmaras através dos trocadores de calor e do regenerador. Constitui-se também de um cilindro de material plástico. e seu movimento é descrito por um sistema dinâmico massa-mola. A força de excitação é a resultante da atuação do campo de pressão em cada uma de suas extremidades, as quais possuem áreas diferentes devido à presença da haste na extremidade quente. A haste liga o deslocador a uma mola, a qual tendo a sua rigidez alterada, causa uma defasagem de deslocamento entre o pistão e o deslocador.

4.2.5- Trocadores de calor

Os trocadores de calor situam-se na entrada e saída de massa de ambas as câmaras, e são responsáveis pela troca efetiva de calor do fluido com o ambiente. Em virtude disso, é necessário que possua uma grande capacidade de troca de calor com o fluido e com o meio exterior, além de ter que promover pouca perda de carga ao escoamento. A grande capacidade de troca de calor é traduzida em uma grande área de contato do material do trocador com o fluido.

Diferentes configurações são possíveis: um exemplo é mostrado na figura 4.2 onde o trocador é formado por uma tira metálica, dobrada várias vezes assemelhando-se a uma sanfona. Feito de cobre, o trocador possui uma excelente condutividade térmica, o que incrementa seu poder de troca com o ambiente externo. O trocador de calor quente é maior que o frio, pois nele, mais calor é trocado com o ambiente.

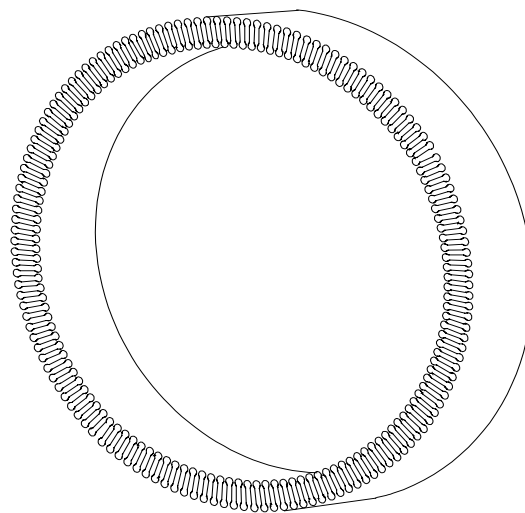


Figura 4.2 – Desenho do trocador de calor

4.2.6- Regenerador

O regenerador é um dos componentes mais importantes de uma máquina Stirling. Seu desempenho isolado afeta diretamente o desempenho e o rendimento da máquina como um todo. Em decorrência disso, ele é objeto de muitas pesquisas associadas a máquinas Stirling. No presente trabalho serão estudadas máquinas com capacidade de refrigeração de 100W, mas existem máquinas de 600W, que possuem regeneradores de diferente constituição, porém com características semelhantes. Numa máquina Stirling, o regenerador deve ser capaz de ceder e absorver o calor com facilidade e tendo sua temperatura pouco alterada, e possuir baixa condutividade térmica. A baixa condutividade é desejada para não interferir no desempenho dos trocadores de calor e conseqüentemente no desempenho global da máquina. Na máquina com capacidade térmica de 100W usa-se, como regenerador, uma fita de poliéster disposta em espiral ao redor do cilindro. O espaçamento entre duas lâminas consecutivas constituintes da espiral do regenerador é da ordem de décimos de milímetros, o que promove uma grande área de troca de calor entre o fluido e o regenerador. A figura 4.3 mostra um desenho deste regenerador.

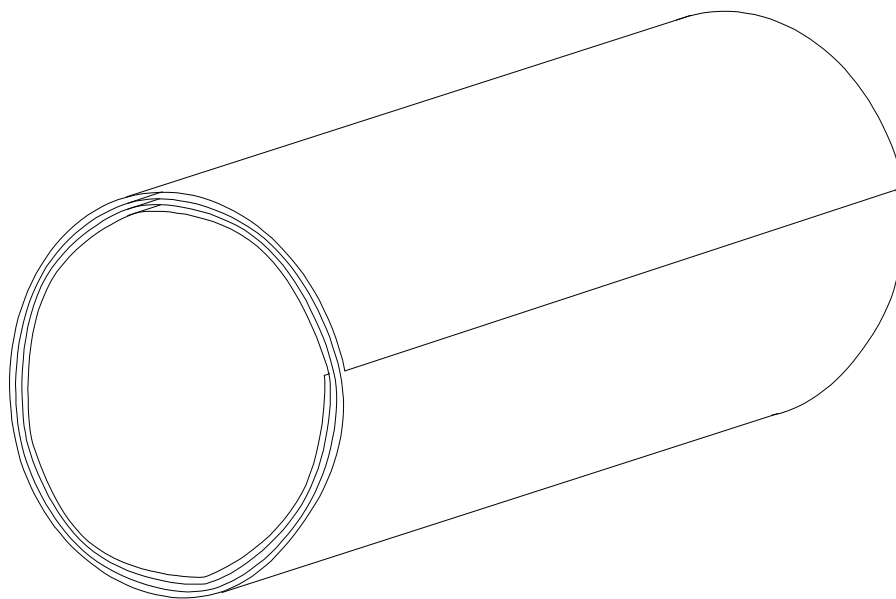


Figura 4.3 – Desenho do regenerador utilizado na máquina de 100W

Apesar de ser o único componente que promove uma perda de carga relevante ao escoamento entre as câmaras, essa perda pode ser desprezada em muitos casos. Já a máquina de 600W faz uso de um material poroso cerâmico como regenerador. A mesma propriedade de se obter uma eficiente troca de calor é mantida devido à própria natureza do material.

4.2.7 – Molas

A máquina usada nas simulações possui duas molas, sendo uma delas ligada ao pistão outra ligada ao deslocador. Elas desempenham o papel de promover uma rigidez aos movimentos alternativos do pistão e do deslocador. Seus valores devem ser precisos para que, juntamente com a massa do pistão e do deslocador, possam induzir o sistema a uma determinada frequência natural.

4.3 – Estágios do ciclo

4.3.1 – Divisão do ciclo

Para efeito de melhor compreensão do escoamento no interior da máquina em questão, o ciclo foi dividido em dois estágios. O estágio de resfriamento e o estágio de aquecimento do ambiente externo. No estágio de resfriamento o fluido é aquecido, recebendo calor do meio provocando assim o efeito de refrigeração. No estágio de aquecimento do ambiente externo, o fluido é resfriado, liberando calor para o meio. Estes estágios se diferenciam unicamente pelo sentido do fluxo de massa, sendo quando este possui o sentido da câmara fria para a câmara quente, tem-se o estágio de resfriamento e quando possui o sentido da câmara quente para a câmara fria, tem-se o estágio de aquecimento.

No presente trabalho são analisadas duas configurações de regenerador quanto à sua modelagem. Na primeira modelagem, cujo regenerador foi denominado de regenerador ideal, o mesmo é mantido a uma temperatura constante ao longo do tempo, variando linearmente ao longo de sua extensão desde a temperatura do trocador frio até a temperatura do trocador quente; neste caso o coeficiente de transferência de calor h é mantido em um valor muito mais alto que o normal. Na segunda modelagem, cujo regenerador é chamado de regenerador real, o perfil de temperatura do regenerador ainda é mantido à temperatura constante e com variação espacial linear, ou calculada numericamente. No entanto, o h calculado através de correlações obtidas na literatura.

4.3.2 – Estágios do ciclo Stirling com o regenerador ideal

A figura 4.4 mostra um esquema do que acontece no estágio de resfriamento, quando o regenerador se comporta idealmente. O estágio de resfriamento pode ser descrito pelas seguintes etapas:

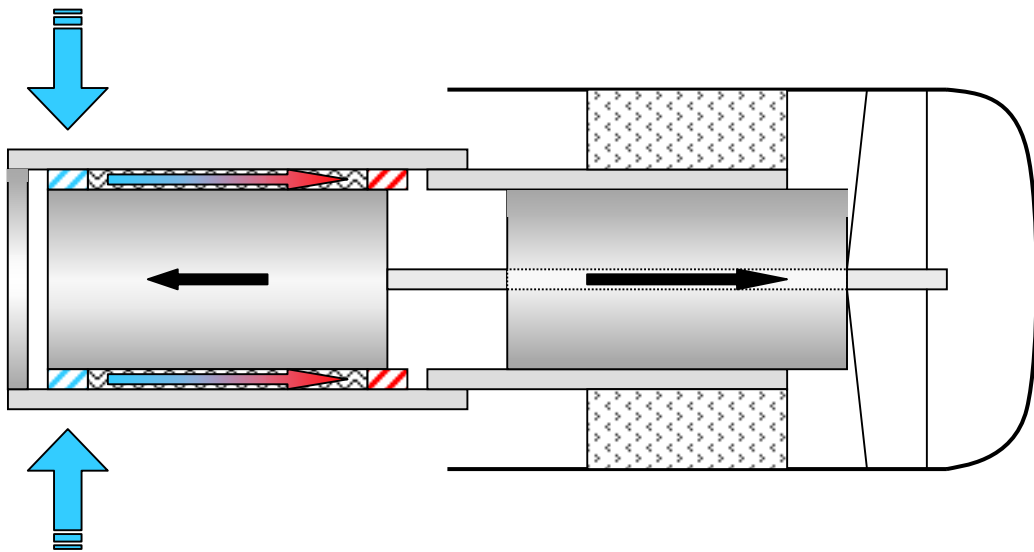


Figura 4.4 – Estágio de resfriamento para a máquina Stirling com regenerador ideal

a. O pistão desloca-se no sentido de expandir o gás de trabalho;

Neste momento, o pistão passa pela posição do seu curso onde o gás de trabalho atinge o seu maior volume. Este estágio corresponde ao final da expansão e o início da compressão.

b. O gás tem a sua pressão e a sua temperatura diminuídas em ambas as câmaras;

As temperaturas de ambas as câmaras atingem o seu valor mínimo, sendo que a câmara fria possui uma temperatura inferior à temperatura da câmara quente.

c. O deslocador move o gás da câmara fria para a câmara quente.

O gás a uma baixa temperatura sai da câmara fria passando pelo trocador de calor frio, recebendo assim calor do ambiente que está a uma temperatura mais elevada.

Na seqüência ao estágio de resfriamento ocorre o estágio de aquecimento, que é explorado na figura 4.5 e que pode ser descrito pelas seguintes etapas:

a. O pistão desloca-se no sentido de comprimir o gás de trabalho;

Neste momento, o pistão passa pela posição do seu curso onde o gás de trabalho atinge o seu menor volume. Este estágio corresponde ao final da compressão e o início da expansão.

b. O gás tem a sua pressão e a sua temperatura aumentadas em ambas as câmaras;

As temperaturas de ambas as câmaras atingem o seu valor máximo, porém sendo que a câmara fria sempre possui uma temperatura sempre inferior à temperatura da câmara quente.

c. O deslocador move o gás da câmara quente para a câmara fria.

O gás a uma alta temperatura sai da câmara quente passando pelo trocador de calor quente, cedendo assim calor ao ambiente que está a uma temperatura mais baixa.

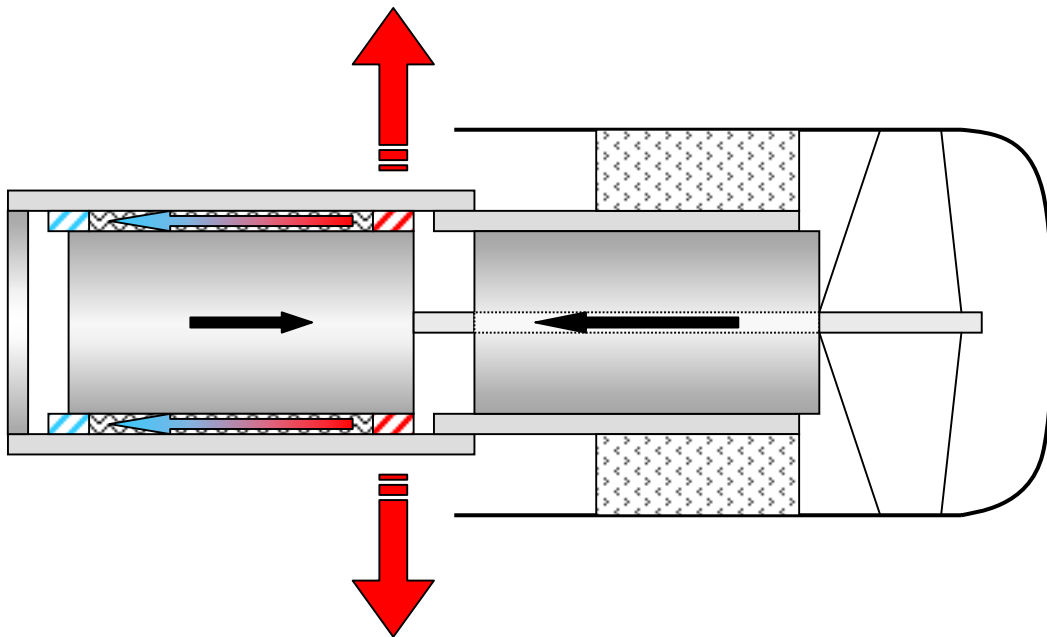


Figura 4.5 – Estágio de aquecimento para a máquina Stirling com regenerador ideal

As seguintes observações devem ser feitas quanto à modelagem da máquina Stirling com o regenerador ideal:

- Devido ao valor do coeficiente de transferência de calor ser muito alto, o fluido dentro do regenerador adquire instantaneamente a mesma temperatura ao longo deste, ao longo de toda sua extensão.
- Em consequência disto, a massa de fluido mais próxima das extremidades do regenerador atinge a temperatura do trocador. Portanto, na etapa de resfriamento, não há troca de calor no trocador de calor quente e na etapa de aquecimento não há troca de calor com o trocador frio. É por essa razão que o regenerador é dito ideal.
- Não há influência da temperatura da câmara fria no trocador quente, nem da câmara quente no trocador frio. O regenerador age como um “filtro” de

temperatura, ou seja, não importam quais as temperaturas dos trocadores, o fluido sempre terá a temperatura do trocador em questão.

4.3.3 – Estágios do ciclo Stirling com o regenerador real

Os estágios do ciclo com o regenerador real se assemelham muito aos estágios com regenerador real, salvo por uma pequena diferença, a qual será explicada a seguir.

Observações quanto à modelagem com o regenerador real:

- Devido ao valor do coeficiente de transferência de calor não ser muito alto, e calculado através de correlações para transferência de calor em escoamentos internos, o fluido dentro do regenerador não adquire exatamente a mesma temperatura ao longo deste.
- Porém, a massa de fluido mais próxima das extremidades do regenerador atinge uma temperatura muito próxima a do trocador em questão. Portanto, na etapa de resfriamento, há uma certa troca de calor no trocador de calor quente; e na etapa de aquecimento há uma certa troca de calor do fluido com o trocador frio.
- Há uma influência da temperatura da câmara fria no trocador quente, nem da câmara quente no trocador frio. O regenerador não fornece calor suficiente para que o fluido atinja o trocador de calor quente com a temperatura deste no estágio de resfriamento; e nem recebe calor suficiente para que o fluido atinja o trocador de calor frio com a temperatura deste no estágio de aquecimento.

4.4 – Modelo matemático

4.4.1 – Comentários iniciais

Nesta parte serão mostradas as equações usadas para fazer a modelagem matemática do problema. Alguns componentes foram modelados de maneira mais detalhada que outros. Outros componentes sofreram evoluções em suas modelagens, no sentido de aumento do nível de elaboração das suas equações correspondentes.

4.4.2 – Fluido no interior do cilindro

O fluido de trabalho usado nesta máquina é o hélio, ou R-704. As variáveis que estão envolvidas nesta modelagem são as temperaturas do fluido no interior dos cilindros, as pressões, as massas em cada câmara e o fluxo de massa de uma câmara para outra. Para

caracterizar o comportamento do fluido de trabalho foram utilizadas as equações da conservação da energia, da conservação da quantidade de movimento, da conservação da massa e a equação de estado. As seguintes aproximações foram adotadas:

- i. O fluido não tem a sua temperatura variada espacialmente dentro do cilindro, ou seja, será adotada uma formulação global para as equações, a temperatura varia apenas com o tempo;
- ii. O hélio como será tratado como um gás perfeito;
- iii. Não serão levados em consideração termos de dissipação viscosa.

A figura 4.6 mostra, em tracejado, o volume de controle adotado para a câmara fria.

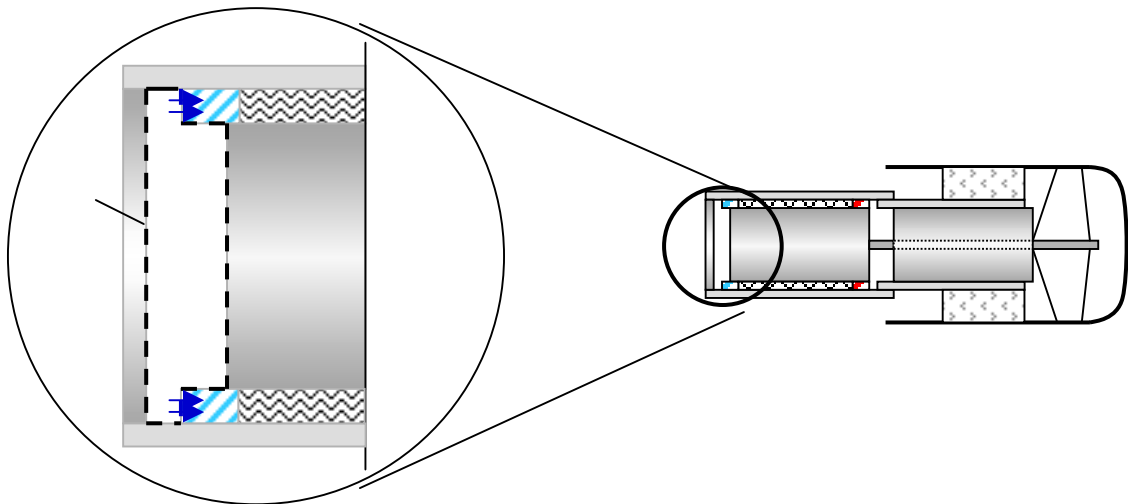


Figura 4.6 – Volume de controle para o fluido dentro do cilindro de uma máquina Stirling

Desprezando-se os termos de energia cinética e de energia potencial gravitacional, a primeira lei da termodinâmica para um volume de controle pode ser escrita como:

$$\dot{Q}_{V.C.} + \dot{W}_{V.C.} + \sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s + \frac{d}{dt}(me) \quad (4.1)$$

onde \dot{m}_e e \dot{m}_s representam, respectivamente, os fluxos que entram e saem no volume de controle.

A parcela de troca de calor será desconsiderada devido a este calor ser bem menor do que o calor trocado com o meio externo através do trocador de calor; ou seja, $\dot{Q}_{V.C.} = 0$. A

parcela de potência mecânica é: $\dot{W}_{v.c.} = -p \frac{dV}{dt}$. No caso em consideração tem-se uma só área de saída ou entrada de massa, que varia de acordo com o sentido do fluxo de massa. Desta forma a equação 4.1 se resume a:

$$\frac{d}{dt}(me) = -p \frac{dV}{dt} \pm \dot{m}h \quad (4.2)$$

onde os sinais + e – se aplicam para a entrada e saída de massa do volume de controle, respectivamente.

A equação de estado a ser usada é a equação geral dos gases perfeitos,

$$pV = mR_g T \quad (4.3)$$

onde R_g é a constante de gás perfeito para o hélio e vale, $R_g = 2077 \text{ J/kgK}$.

O hélio não se comporta como um gás perfeito, por isso, deve-se analisar o seu fator de compressibilidade. No anexo B é feita uma análise do fator de compressibilidade para o hélio.

A equação da conservação da massa pode ser escrita como:

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} + \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s = 0 \quad (4.4)$$

Como existe apenas uma área de entrada ou saída de massa, de acordo com o fluxo mássico, a conservação da massa pode ser escrita como mostra a equação 4.5.

$$\frac{dm_{v.c.}}{dt} = \pm \dot{m} \quad (4.5)$$

onde os sinais + e – se aplicam para a entrada e saída de massa do volume de controle, respectivamente.

4.4.3 – Trocadores de calor

As variações de densidade são provocadas exclusivamente pela variação da pressão ao longo do tempo e da temperatura ao longo do tempo e do comprimento do trocador. A

equação da energia utilizada é, originalmente, a equação 4.1. Devido à variação de temperatura ao longo do escoamento dentro do trocador de calor, surgiu a necessidade de dividi-lo em partes para obter-se um melhor resultado na simulação. Foi admitido que em cada volume de controle nenhum trabalho mecânico é realizado sobre ele, ou seja, $\dot{W}_{v.c.} = 0$.

Ainda, não foi considerada a inércia térmica do fluido, portanto, $\frac{d}{dt}(me) = 0$. A equação final tem a forma:

$$\dot{Q}_{v.c.} + \dot{m}_e h_e = \dot{m}_s h_s \quad (4.6)$$

Da expressão anterior, tira-se uma equação para a temperatura média do fluido, $\bar{T}_f(x)$, desconsiderando-se variações na direção perpendicular ao escoamento. A transferência de calor, $\dot{Q}_{v.c.}$, ocorre somente por convecção através das paredes do trocador e pode ser calculada por:

$$\dot{Q}_{v.c.} = UA_{tr} [\bar{T}_{tr}(x) - \bar{T}_f(x)] \quad (4.7)$$

onde na equação anterior, U é o coeficiente global de transferência de calor por convecção, A_{tr} é a área total de contato do fluido com o trocador, $\bar{T}_{tr}(x)$ é a temperatura média do trocador, que varia longitudinalmente e $\bar{T}_f(x)$ é a temperatura média do fluido, que varia da mesma forma.

O coeficiente de transferência de calor por convecção, U , é calculado através de correlações empíricas para escoamento entre placas planas paralelas. A área total de troca (A_{tr}) é o somatório das áreas de troca de cada uma das dobras que constituem o trocador. A temperatura do trocador de calor utilizada é uma média entre a temperatura da superfície externa do trocador e a própria temperatura do fluido:

$$\bar{T}_{tr}(x) = \frac{T_{s_{tr}} + \bar{T}_f(x)}{2} \quad (4.8)$$

A partir do perfil de temperatura do fluido ao longo do trocador, pode-se calcular o calor trocado através deste como:

$$\dot{Q}_{tr} = \dot{m} c_p (\Delta T_{tr}) \quad (4.9)$$

O termo ΔT_r representa a diferença de temperatura entre a entrada e a saída do trocador de calor. O fluxo de massa é considerado constante ao longo do comprimento, bem como o valor do calor específico à pressão constante, c_p .

4.4.4 – Regenerador

A modelagem matemática do regenerador é particularmente importante por ele ser um componente que influi diretamente no desempenho da máquina. O volume que o fluido ocupa no regenerador é da mesma ordem de grandeza do volume ocupado nas câmaras e este fluido está sujeito a variações de densidade ao longo do tempo. O escoamento dentro do regenerador é bidimensional, compressível e para o regenerador utilizado na máquina de 100W e indicado na figura 4.3, considera-se que o escoamento ocorre entre duas placas planas paralelas, onde efeitos de curvatura são desprezados. Esta hipótese de regenerador plano se justifica visto que o raio médio do regenerador é da ordem de grandeza de 10^{-2} m e a distância entre duas lâminas consecutivas é da ordem de 10^{-4} m. A figura 4.7 ilustra este escoamento.

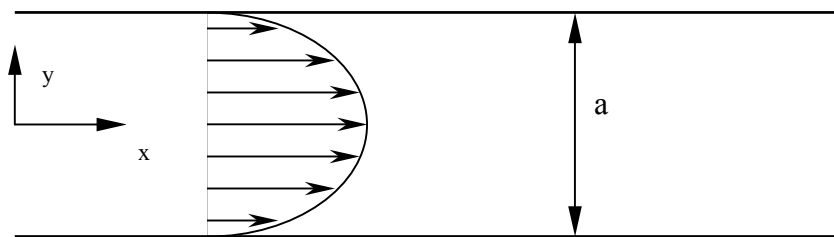


Figura 4.7 – Escoamento entre placas planas paralelas para o regenerador da máquina de 100W

A equações da conservação da massa, originalmente, pode ser escrita como mostra a equação 4.10 e a equação da quantidade de movimento para um fluido newtoniano, como na equação 4.11.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0 \quad (4.10)$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{dp}{dx} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \quad (4.11)$$

onde u e v são as componentes da velocidade nas direções x e y respectivamente.

Considerando-se que o hélio possui uma viscosidade constante e agrupando alguns termos, a equação da quantidade de movimento fica da seguinte forma:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{dp}{dx} + \frac{4}{3} \mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.12)$$

Admitindo que o perfil de velocidade entre as placas seja parabólico ao longo de todo o comprimento do mesmo, o campo de velocidades u pode se escrito na forma:

$$u(x, y, t) = C_1(x, t)y^2 + C_2(x, t)y + C_3(x, t) \quad (4.13)$$

As constantes (C_1 , C_2 e C_3) que aparecem na expressão 4.13 são funções do tempo e do comprimento ao longo da direção x . Sendo assim, possibilitam a compressibilidade e o estabelecimento de um regime transiente no escoamento. A figura 4.8 mostra uma possível variação no perfil de velocidades do fluido confinado no regenerador.

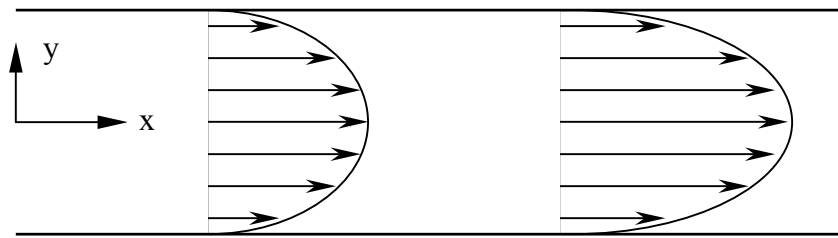


Figura 4.8 – Variação no perfil de velocidade ao longo do regenerador da máquina de 100W

Com as hipóteses de simetria em relação ao eixo x e não-eskorregamento nas paredes, pode-se aplicar as condições de contorno, obtendo-se:

$$u(x, y, t) = C_1(x, t) \left[y^2 - \left(\frac{a}{2} \right)^2 \right] \quad (4.14)$$

A constante C_1 pode ser escrita em função de uma velocidade média $\bar{u}(x, t)$ ao longo do eixo y , através de:

$$\bar{u}(x, t) = \frac{1}{a} \int_{-a/2}^{+a/2} u(x, y, t) dy \quad (4.15)$$

o que resulta em:

$$C_1(x, t) = -6 \frac{\bar{u}(x, t)}{a^2} \quad (4.16)$$

Retornando na equação 4.17, com o valor de $C_1(x, t)$, tem-se:

$$u(x, y, t) = 6\bar{u}(x, t) \left[\frac{1}{4} - \left(\frac{y}{a} \right)^2 \right] \quad (4.17)$$

Substituindo a equação 4.15 na equação 4.12, obtemos uma expressão para a quantidade de movimento em termos da velocidade média e do valor da coordenada y , onde cada termo desta equação pode ser escrito como:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = \rho \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} 6 \left[\frac{1}{4} - \left(\frac{y}{a} \right)^2 \right] \quad (4.18)$$

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} = \rho \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \left\{ 6 \left[\frac{1}{4} - \left(\frac{y}{a} \right)^2 \right] \right\}^2 \quad (4.19)$$

$$\frac{4}{3} \mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{4}{3} \mu \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} 6 \left[\frac{1}{4} - \left(\frac{y}{a} \right)^2 \right] \quad (4.20)$$

$$\mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = -\frac{12\mu\bar{u}}{a^2} \quad (4.21)$$

Cada valor de y/a corresponde a uma lâmina de fluido paralela ao escoamento. Para que a equação da quantidade de movimento se torne uma equação para a velocidade média, é conveniente escolher um valor y_0/a que satisfaça a condição $u(x, y_0, t) = \bar{u}(x, t)$. Para $y_0/a = \sqrt{3}/6$ esta condição é satisfeita e as equações da conservação da massa e da quantidade de movimento se tornam, respectivamente:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u})}{\partial x} = 0 \quad (4.22)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}}{\partial t} + \rho \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} = -\frac{dp}{dx} + \frac{4}{3} \mu \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} - \frac{12\mu\bar{u}}{a^2} \quad (4.23)$$

O fluxo de massa do gás entre duas lâminas do regenerador é calculado através de:

$$\dot{m}_i = \rho \bar{u} A_{pass} \quad (4.24)$$

onde A_{pass} é a área de passagem entre duas lâminas do regenerador. Para o fluxo de massa total, todos os fluxos devem ser somados conforme:

$$\dot{m}_{tot} = \sum_i \dot{m}_i \quad (4.25)$$

Admitindo-se que duas lâminas consecutivas do regenerador são igualmente espaçadas e que numa dada seção possuem mesma densidade e mesma velocidade média, o fluxo de massa total tem a forma:

$$\dot{m}_{tot} = (n_{voltas} - 1)\rho\bar{u}A_{pass} \quad (4.26)$$

onde a constante n_{voltas} representa o número de voltas dadas na lâmina do regenerador.

Para a determinação da temperatura do fluido no interior do regenerador é necessário resolver a equação da conservação da energia. Considerando que o escoamento é unidimensional e compressível, a equação da conservação da energia pode ser escrita como:

$$c_v A_{pass} \frac{\partial}{\partial t} (\rho T_f) = -c_p \frac{\partial}{\partial x} (\dot{m} T_f) + h_{troca} L_{troca} (T_{reg} - T_f) \quad (4.27)$$

onde L_{troca} é a largura da fita de poliéster que constitui o regenerador.

O conjunto de equações para o fluido no interior do regenerador é finalizado com a equação de estado. Assim são quatro equações (conservação da massa, conservação da quantidade de movimento, conservação da energia e a equação de estado) para quatro variáveis (densidade, velocidade, temperatura e pressão). Estas equações serão discretizadas para que possam ser resolvidas numericamente.

Para o material do regenerador, a equação da conservação da energia é simplesmente a equação da condução, que na sua forma unidimensional se torna:

$$\rho_{reg} c_{reg} A_{trans} \frac{\partial T_{reg}}{\partial t} = k_{reg} A_{trans} \frac{\partial^2 T_{reg}}{\partial x^2} + h_{troca} L_{troca} (T_f - T_{reg}) \quad (4.28)$$

onde o último termo do lado direito da equação anterior se refere à transferência de calor por convecção com o fluido de trabalho que passa através do regenerador.

4.4.5 – Motor elétrico linear

Pode-se modelar o motor elétrico linear através de um circuito elétrico simplificado conforme mostrado na figura 4.9.

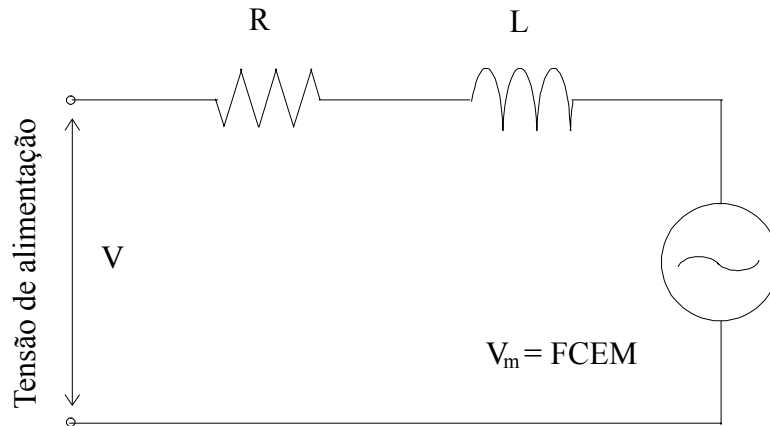


Figura 4.9 – Circuito elétrico do atuador linear da máquina Stirling

Na figura anterior V é a tensão de alimentação, R é a resistência elétrica do motor, L a indutância e V_m é a tensão do atuador ou força contra-eletromotriz.

De acordo com o circuito elétrico da figura 4.9, pode-se escrever a tensão de alimentação como:

$$V = Ri + \frac{di}{dt}L + V_m \quad (4.29)$$

onde i é a corrente que passa pelo motor. A tensão no atuador pode ser expressa por:

$$V_m = \frac{dx_p}{dt}\alpha \quad (4.30)$$

onde x_p é a posição instantânea do pistão e α é a constante do atuador. A força magnética, F_m , que impulsiona o pistão é dada por:

$$F_m = i\alpha \quad (4.31)$$

A direção e o sentido força magnética devem estar em concordância de fase com o deslocamento do pistão para que seja obtido o melhor aproveitamento da energia mecânica produzida pelo motor.

4.4.6 – Dinâmica do movimento do pistão e do deslocador

O sistema dinâmico da máquina Stirling usada no presente trabalho pode ser modelado de uma maneira simples conforme indicado na figura 4.10.

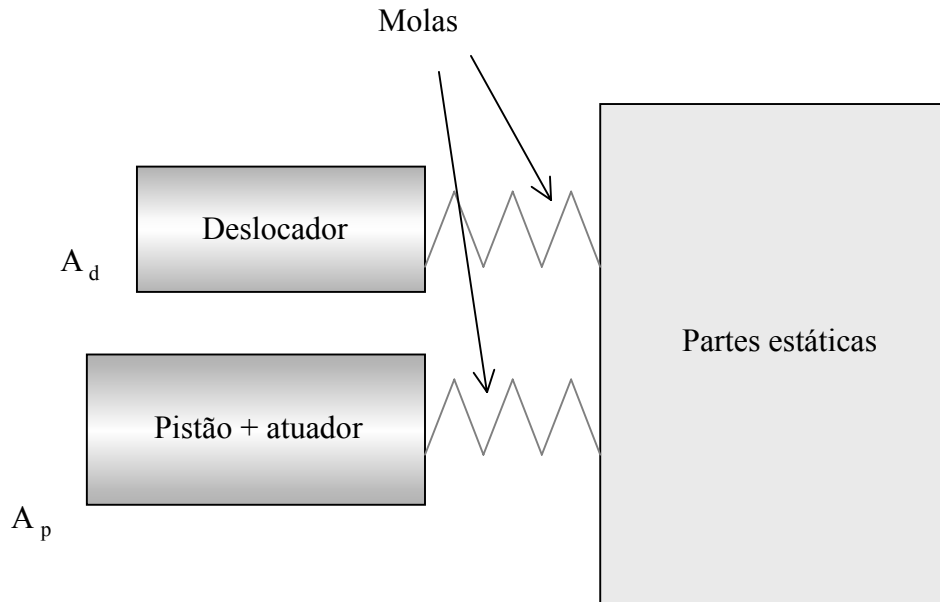


Figura 4.10 – Sistema dinâmico da máquina Stirling

onde A_p e A_d são as áreas das bases do pistão e do deslocador, respectivamente. As partes estáticas compreendem, dentre outras partes, a carcaça da máquina. A rigor, as partes consideradas estáticas no presente contexto apresentam pequenos deslocamentos que são atenuados por um neutralizador dinâmico de vibrações. O amortecimento provocado pelas molas é pequeno e será desprezado na atual modelagem.

As equações que descrevem o movimento do pistão e do deslocador podem ser escritas da seguinte maneira, respectivamente:

$$F_p = k_p x_p + m_{p+a} \ddot{x}_p \quad (4.32)$$

$$F_d = k_d x_d + m_d \ddot{x}_d \quad (4.33)$$

onde F_p e F_d são o somatório das forças que atuam no pistão e no deslocador, respectivamente, k_p e k_d são as rigidezes das molas, x_p e x_d são as posições do pistão e do deslocador, e m_{p+a} e m_d são as massas do pistão mais a do atuador, e do deslocador, respectivamente.

As forças que atuam nas bases do pistão e do deslocador são:

$$F_p = F_m - p_q(A_p - A_h) + p_o(A_p - A_h) \quad (4.34)$$

$$F_d = -p_f A_d + p_q(A_d - A_h) + p_o A_h \quad (4.35)$$

onde A_h é a área da haste que liga o deslocador à mola, p_f , p_q e p_o são as pressões na câmara fria, na câmara quente e na câmara traseira respectivamente. A câmara traseira se localiza atrás do pistão e possui uma pressão constante e igual a pressão média do ciclo. O gás de trabalho que se encontra nessa câmara não possui uma influência importante no desempenho da máquina.

4.5 – Visão geral das perdas em uma máquina Stirling

É importante que as perdas inerentes a máquinas Stirling, com ênfase na máquina Stirling estudada no presente trabalho, sejam descritas neste momento. A avaliação destas perdas é importante para um conhecimento mais aprofundado da máquina. Algumas destas perdas podem ser descritas e modeladas, porém nem todas foram levadas em consideração nesta etapa de evolução do presente trabalho. Serão incluídas nestas discussões perdas elétricas, mecânicas e termodinâmicas.

4.5.1 – Condução térmica no fluido de trabalho

Ao longo do volume das câmaras no qual o gás sofre os processos de compressão e expansão, existem gradientes de temperatura, o que acarreta em condução de calor através do gás. Esta perda se torna significativa também no regenerador, onde ocorre uma alta diferença de temperatura entre as duas extremidades, quente e fria. Na modelagem atual esta perda foi desconsiderada.

4.5.2 – Condução térmica nas partes sólidas

Novamente, se existir uma grande diferença de temperatura entre os componentes mecânicos da máquina, bem como sua carcaça, um grande potencial para perdas por condução é estabelecido. Esta perda constitui-se em um ponto crítico também no regenerador e através do deslocador, onde há uma grande diferença de temperatura entre suas extremidades. Nenhuma destas perdas está sendo levada em consideração nesta modelagem.

4.5.3 – Aumento da condução nos gases

O escoamento oscilante em passagens que têm gradientes de temperatura ao longo do comprimento, induz um mecanismo adicional de transferência de calor através do gás. Este efeito pode ser modelado através de algumas correlações encontradas na literatura, porém não está sendo avaliado no presente contexto.

4.5.4 – Histerese térmica no gás

Todos os espaços preenchidos por gás que sofrem variações significativas de pressão irão, provavelmente, sofrer uma transferência de calor adicional, resultantes da histerese durante o ciclo. A histerese não está limitada ao efeito de “mola” experimentado pelo gás, mas também é aplicado a todos os componentes e espaços em funcionamento, bem como aos trocadores de calor da máquina. Na modelagem aqui apresentada, o efeito de histerese do gás não é levado em consideração.

4.5.5 – Locomoção do fluido de trabalho

A locomoção do gás entre lugares quentes e frios dentro da máquina induz um mecanismo adicional de transferência de calor do lado quente ao lado frio. Isto pode ser importante em determinadas áreas da máquina tais como no filme de fluido entre o deslocador e o cilindro. Na presente modelagem, este efeito não está sendo levado em consideração.

4.5.6 – Lubrificação do deslocador feita pelo fluido de trabalho

Nesta perda está incluído o atrito viscoso do gás ao escoar em torno do deslocador e o mecanismo de passagem através da carcaça da máquina (sangria), que conduz o gás das câmaras até o fluido lubrificante. Tais perdas não foram incluídas no presente modelo.

4.5.7 – Vazamento de gás pelas vedações

De uma maneira similar, o vazamento de gás de um espaço para o outro através dos anéis, também constitui uma perda do trabalho disponível. Na medida em que os anéis são dimensionados para minimizar problemas de vazamento, o efeito de atrito entre o cilindro e o anel se torna maior. Estas perdas não serão incluídas no atual modelo.

4.5.8 – Atrito nas vedações

Algumas vedações, principalmente as que fazem uso de anéis, são responsáveis por um contato entre o cilindro e o anel. Este atrito age arrastando o componente móvel e

consumindo potência. Este efeito de arraste pode ser predito conhecendo as forças envolvidas. O modelo presente ainda não leva em consideração este efeito.

4.5.9 – Atrito no mecanismo biela-manivela

Em máquinas acionadas por um mecanismo biela-manivela, o atrito é responsável por uma perda significativa de potência. Novamente, esta perda pode ser quantificada, conhecendo-se as forças envolvidas. No presente contexto, esta perda é inexistente devido ao sistema mecânico não possui biela-manivela.

4.5.10 – Perdas por resistência elétrica nos alternadores

A resistência elétrica no circuito do motor leva a uma dissipação de potência. Esta perda pode ser modelada com precisão, medindo-se as resistências de corrente contínua e corrente alternada do circuito. O presente modelo leva em consideração esta perda associada ao motor elétrico, resolvendo o circuito elétrico que modela o mesmo.

4.5.11 – Perdas por histerese nos alternadores

Os campos magnéticos oscilantes são a fonte de perdas por histerese magnética nos alternadores. Esta histerese pode ser modelada com um conhecimento básico do seu comportamento eletromagnético. O atual modelo não leva em consideração as corrente parasitas que surgem na carcaça metálica da máquina, as demais são incluídas.

4.5.12 – Queda de pressão nos trocadores

A queda de pressão nos trocadores de calor pode ser associada ao atrito viscoso do gás com as paredes, bem como à variação da área do mesmo. A presente máquina não possui variações de área significativas nem uma dimensão significativa ao longo do escoamento. Portanto, no presente estágio de desenvolvimento do modelo, estas pequenas perdas não estão sendo consideradas.

4.5.13 – Transporte de propriedades termodinâmicas

Um desempenho não-ideal do regenerador conduz a uma ineficiência na troca de calor entre o material do regenerador e o fluido de trabalho. Isto leva à advecção de entalpia e outras propriedades termodinâmicas para dentro e para fora das câmaras fria e quente, e modifica os calores cedidos e recebidos pelos trocadores, tornando estes trocadores mais ineficientes.

4.5.14 – Gradiente de temperatura ao longo das paredes dos trocadores

É necessário um gradiente de temperatura para realizar a transferência de calor através das paredes do trocador de calor, isto é também um desvio do comportamento ideal da máquina resultando em geração de entropia na máquina. Este efeito é modelado com as equações para transferência de calor por condução e é levado em consideração no presente modelo.

4.6 – Modelagem Numérica

As equações que são utilizadas para descrever o comportamento do fluido no interior das câmaras estão descritas de uma forma global, ou seja, trabalha-se com as temperaturas, pressões e densidades médias no espaço. Porém, todas estas grandezas variam ao longo do tempo e precisam ser calculadas a cada instante de tempo. As equações para o regenerador admitem variação espacial, porém em uma única dimensão. Adotar-se-á, para efeito de discretização das equações, o método dos volumes finitos clássico encontrado na literatura como em Patankar (1980).

As equações de transporte, usadas na modelagem fenomenológica explorada anteriormente, podem ser escritas de uma maneira geral, em suas formas conservativas, unidimensionais, como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma^\phi \frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + S^\phi \quad (4.36)$$

onde ϕ representa a variável sendo transportada, e os termos Γ^ϕ e S^ϕ assumem valores de variáveis diferentes de acordo com ϕ . Integrando-se cada termo no tempo e no espaço, de acordo com o volume de controle da figura 4.11, obtém-se as seguintes expressões aproximadas:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{x_w}^{x_e} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) dx dt \approx (\rho_p \phi_p - \rho_p^0 \phi_p^0) \Delta x \quad (4.37)$$

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{x_w}^{x_e} \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) dx dt \approx (\rho_e u_e \phi_e - \rho_w u_w \phi_w) \Delta t \quad (4.38)$$

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{x_w}^{x_e} \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) dx dt \approx \left(\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_e - \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_w \right) \Delta t \quad (4.39)$$

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{x_w}^{x_e} S^\phi dx dt \approx S^\phi \Delta x \Delta t \quad (4.40)$$

onde o sobrescrito “0” se refere ao valor da variável no instante t e sem o sobrescrito, a variável se refere ao instante $t + \Delta t$.

A equação da conservação da quantidade de movimento possui o termo de pressão cuja integração no espaço e no tempo resulta em:

$$\int_t^{t+\Delta t} \int_{x_w}^{x_e} \frac{\partial p}{\partial x} dx dt \approx (p_e - p_w) \Delta t \quad (4.41)$$

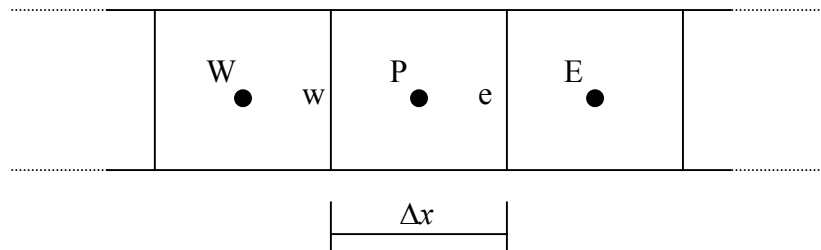


Figura 4.11 – Volume de controle típico usado na integração das equações do problema

Conforme pode ser observado nas equações anteriores, é necessário avaliar as variáveis nas faces ‘e’ e ‘w’ do volume de controle. Para isso, faz-se uso de esquemas de interpolação de forma que estas variáveis fiquem em função daquelas já existentes nos centros dos volumes. Pela sua facilidade de convergência e estabilidade quanto às oscilações numéricas, usou-se aqui o esquema *UDS* (*Upstream Differencing Scheme*) para esta avaliação. Utilizando um arranjo desencontrado para a equação da conservação da quantidade de movimento, as velocidades nas faces não precisam ser interpoladas.

Em face do exposto, pela utilização do esquema *UDS*, os termos advectivos se tornam:

$$u_e > 0 \Rightarrow \phi_e = \phi_P \quad ; \quad u_e < 0 \Rightarrow \phi_e = \phi_E \quad (4.42)$$

$$u_w > 0 \Rightarrow \phi_w = \phi_W \quad ; \quad u_w < 0 \Rightarrow \phi_w = \phi_P \quad (4.43)$$

Para os termos difusivos tem-se:

$$\Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_e = \Gamma^\phi \frac{\phi_E - \phi_P}{\Delta x} \quad ; \quad \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \Big|_w = \Gamma^\phi \frac{\phi_P - \phi_W}{\Delta x} \quad (4.44)$$

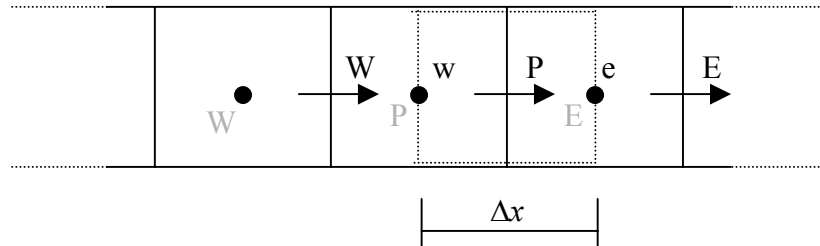


Figura 4.12 – Volume de controle típico para a velocidade

O termo do gradiente de pressão aparece somente na equação da conservação da quantidade de movimento. Os valores de pressão necessários nas faces dos volumes de controle para a velocidade (figura 4.12) coincidem com os próprios valores de pressão associados aos volumes de controle usados para as equações da conservação da massa e da energia (figura 4.11). Desta forma tem-se:

$$p_e = p_E \quad ; \quad p_w = p_P \quad (4.45)$$

Arranjando-se as equações discretizadas, pode-se chegar a uma expressão geral:

$$A_P \phi_P = A_e \phi_E + A_w \phi_W + B^\phi \quad (4.46)$$

As equações anteriores formam um sistema de equações algébricas, que na presente dissertação foi resolvido pelo algoritmo *TDMA* (Patankar, 1980, p.52). Em virtude da dependência dos coeficientes com as variáveis ϕ , iterações se fizeram necessárias. Via de regra uma solução convergida com precisão maior do que 0,1%, não requeria mais do que três iterações.

CAPÍTULO V

*“Um ideal pode custar uma vida
mas dura por uma eternidade”
(Autor desconhecido)*

RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 – Introdução

Este capítulo apresenta os resultados obtidos através das simulações realizadas. Os resultados mostram o comportamento de propriedades termodinâmicas do fluido do escoamento em diferentes partes da máquina Stirling, variáveis relacionadas ao sistema dinâmico do pistão e do deslocador, e do motor elétrico.

5.2 – Resultados

Os gráficos mostrados como resultados no presente trabalho estão em sua maioria no domínio do tempo. Os resultados podem também ser vistos em função do deslocamento do pistão em relação ao seu deslocamento inicial, tomado como zero.

A maioria dos resultados mostra o comportamento de algumas propriedades termodinâmicas do gás de trabalho. Foi tomado um único ponto de funcionamento para que fossem analisados estes comportamentos. Este ponto de funcionamento foi escolhido de forma a tornar possível comparações com resultados de outros sistemas de refrigeração que fazem uso de compressores convencionais e que operam no ciclo Rankine. Entretanto, foram também simuladas situações diversas em diferentes pontos de funcionamento, com o objetivo de se comparar os resultados numéricos do presente trabalho com resultados experimentais. A tabela 5.1 mostra algumas características da simulação realizada com o intuito de se observar e analisar o comportamento do gás dentro da máquina.

De acordo com a tabela 5.1, o *COP* de Carnot é calculado usando diretamente as temperaturas dos trocadores, não sendo levado em consideração um suposto sistema de

refrigeração, o qual não está sendo simulado neste trabalho. A tensão elétrica média necessária para cada ponto de funcionamento é experimentalmente controlada com o auxílio de um aparato eletrônico, que realiza a sua regulagem. A regulagem da tensão de alimentação resulta em diferentes potências de refrigeração, de acordo com as necessidades. Porém, há somente uma tensão nominal que pode ser aplicada para que a máquina opere em seu rendimento máximo. Os resultados a serem apresentados evidenciam os pontos de perda de eficiência em função de parâmetros gerais da máquina.

Características da simulação	
Temperatura do trocador frio	-23,3°C
Temperatura do trocador quente	54,4°C
Potência de alimentação	59,98W
Capacidade de refrigeração	121,21W
<i>COP</i> elétrico	2,02
<i>COP</i> termodinâmico	2,12
Eficiência elétrica	95,28%
Eficiência	65,86%
Razão de compressão	1,18326 : 1
Frequência	60Hz
Pressão média	24bar
Tensão de alimentação	152V AC
Corrente elétrica	483,3mA
Força magnética	33,35N

Tabela 5.1 – Características da simulação da máquina Stirling

Após o estabelecimento do regime transiente periódico foram utilizados dois ciclos consecutivos para se analisar o comportamento das variáveis no tempo. O critério utilizado para o estabelecimento do regime transiente periódico foi algo representativo do ciclo, no caso, foram utilizados os calores, recebido e rejeitado pela máquina, e o trabalho mecânico em um ciclo completo.

O gráfico da figura 5.1 mostra os calores trocados nos trocadores frio e quente. Assume-se que o calor que é rejeitado pelo gás para o ambiente toma um valor positivo e o calor que é recebido pelo gás toma um valor negativo. No eixo das abscissas o tempo está representado pelo ângulo em graus, cujos valores só servem para evidenciar a exposição de dois ciclos e as defasagens entre as variáveis. Os valores médios de calores recebidos e rejeitados são calculados efetuando-se a integração dessas quantidades ao longo do tempo, para um dado ciclo. De acordo com este gráfico, fica clara a divisão entre o estágio frio (F) e o estágio quente (Q). Nesta representação, um estágio quente inicia-se em aproximadamente 237° e termina em 411° . Um estágio frio começa em 95° e termina em 281° .

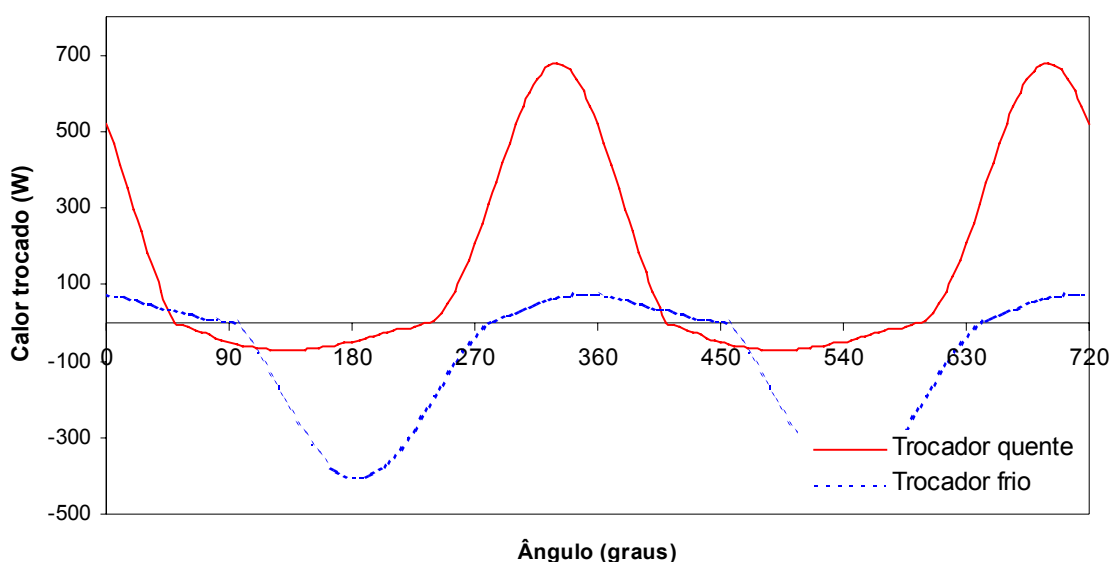


Figura 5.1 – Calor trocado pelo gás nos trocadores de calor da máquina Stirling

É interessante observar que os dois estágios possuem um pequeno intervalo de tempo em comum. Isto acontece devido ao fato de se poder ter variações no sentido do fluxo de massa ao longo do regenerador, em virtude da natureza compressível do escoamento, ou seja, pode-se ter, simultaneamente, tanto entrada de massa em ambas as extremidades do regenerador, como saída de massa em ambas as extremidades. A figura 5.2 mostra os fluxos de massa em ambos os trocadores.

Por convenção, o sentido positivo do fluxo de calor é da câmara fria para a câmara quente. Como era o esperado, o fluxo de massa negativo no trocador quente é o que limita o estágio quente. O fluxo de massa positivo no trocador frio designa o estágio frio. Em regime

transiente periódico, integrando-se qualquer dos fluxos de massa nos trocadores, ao longo de um ciclo completo, deve-se obter zero, pois não há acúmulo ou decréscimo de massa em qualquer das câmaras ou no regenerador.

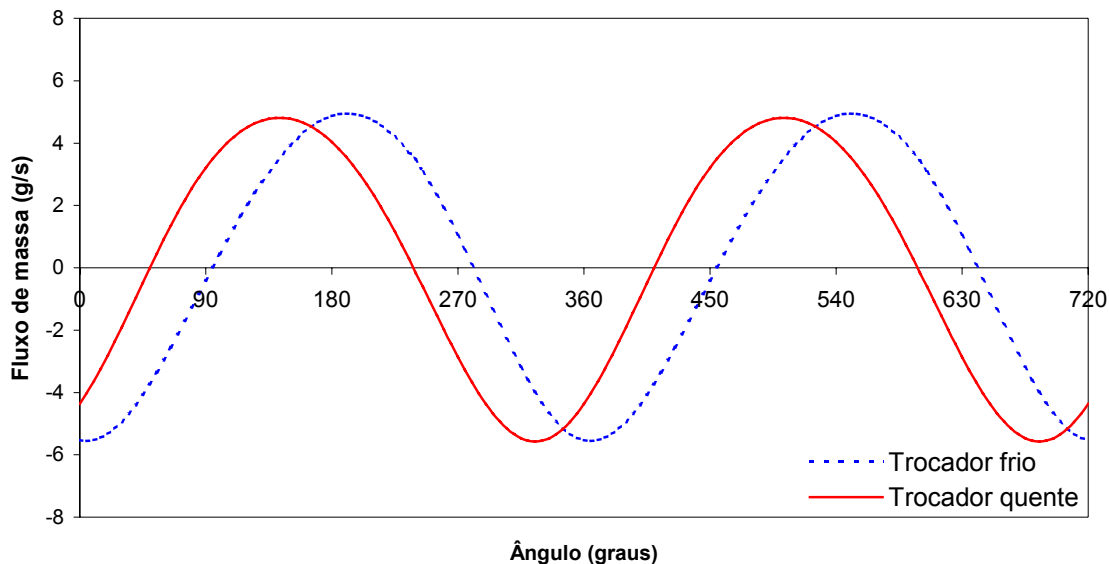


Figura 5.2 – Fluxo de massa através dos trocadores da máquina Stirling

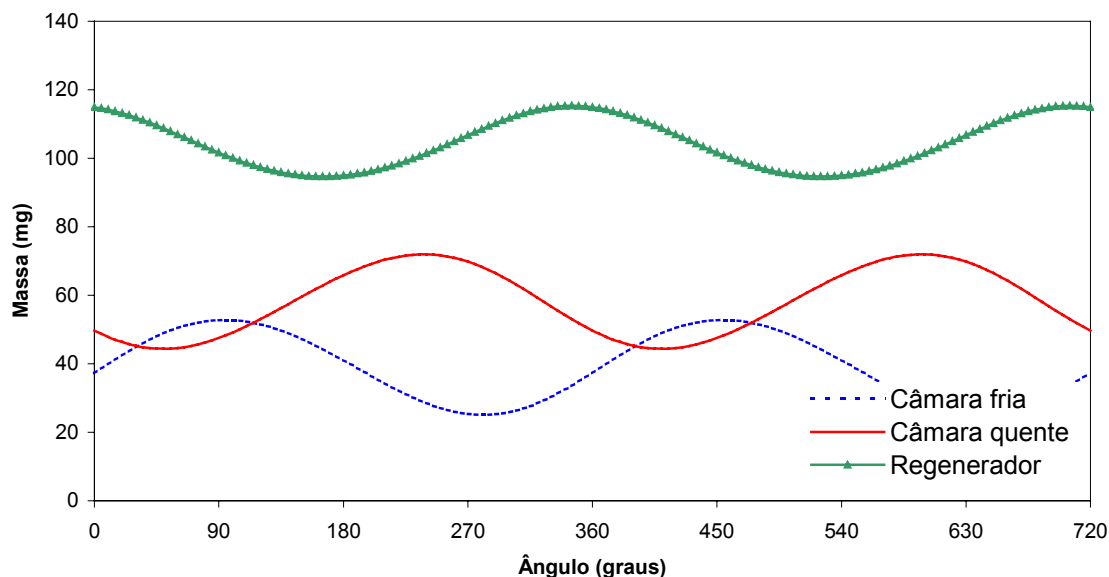


Figura 5.3 – Variações de massa nas câmaras e no regenerador da máquina Stirling

Na figura 5.3 podem ser observadas as variações de massa acumulada nas câmaras fria e quente e no interior do regenerador. A massa total de hélio contida nestas três partes resulta

em aproximadamente 200mg, porém esta não é a carga total de gás que compreende a máquina, pois ainda tem-se a parte traseira do cilindro que contém gás e que não está sendo levada em consideração nestas simulações. Observa-se que as porções de gás que se encontram em determinada câmara não atingem a câmara contrária, pois uma grande massa de gás se encontra no regenerador. Este fato constitui uma influência de certa forma positiva no rendimento da máquina, pois uma partícula de fluido não necessita atravessar todo o regenerador, causando maior perda de carga, nem tem a sua temperatura variada de grandes quantidades.

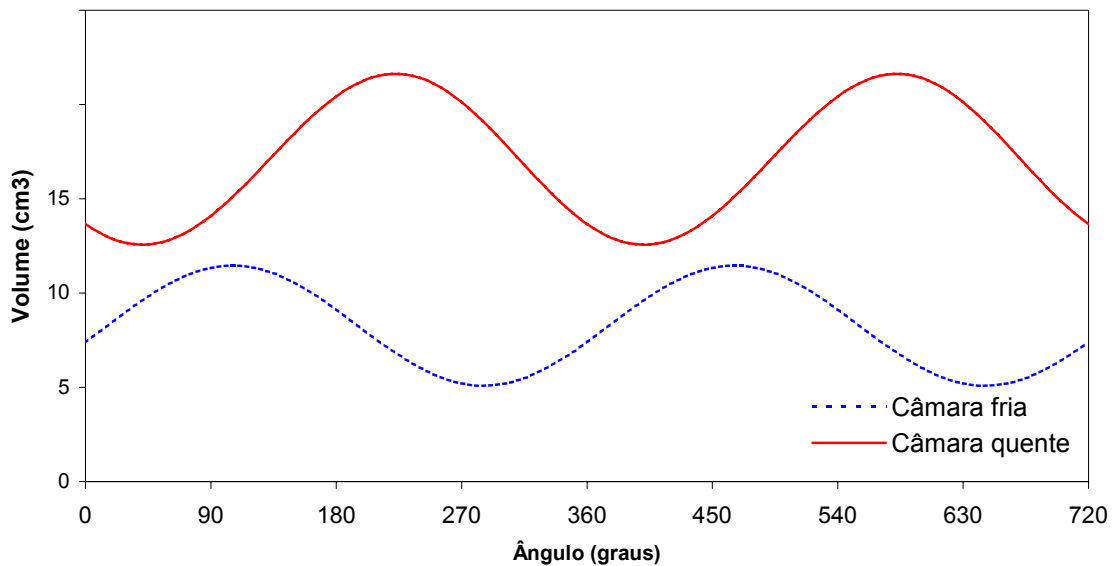


Figura 5.4 – Volumes das câmaras da máquina Stirling

A figura 5.4 apresenta como os volumes das câmaras variam com o tempo. Os volumes médios das câmaras fria e quente são respectivamente $6,67\text{cm}^3$ e $13,74\text{cm}^3$. O volume de fluido no regenerador é 26cm^3 aproximadamente. A diferença de fase notada entre os picos de volume máximo das câmaras é de fundamental importância para que seja obtido o efeito de refrigeração, bem como seu ajuste influencia diretamente no desempenho da máquina.

A figura 5.5 mostra as variações de densidade nas câmaras. Apesar da câmara fria ter um volume médio, que é a metade do volume médio da câmara quente, as massas são quase as mesmas, pois as densidades são diferentes. O fluido mais próximo da câmara fria, bem

como aquele dentro dela, possui uma massa específica maior devido a sua baixa temperatura. Como o fluido possui uma larga faixa de variação de temperatura no interior do regenerador, mantendo-se as pressões quase iguais em suas extremidades, verifica-se uma grande variação de densidade ao longo do regenerador. Este fato impede que seja utilizada uma formulação incompressível para o escoamento do fluido no interior do regenerador, como sugerem alguns autores.

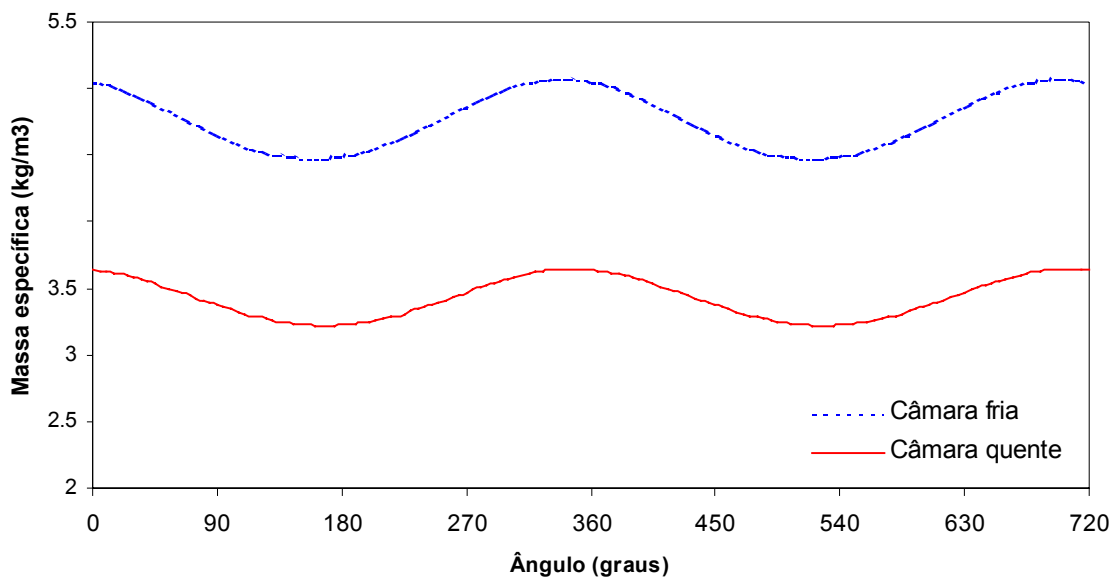


Figura 5.5 – Variações de massa específica nas câmaras da máquina Stirling

As variações de temperatura em cada câmara, conforme ilustrado na figura 5.6 geram o potencial para transferência de calor na máquina. Pelo gráfico das variações de temperatura, observa-se que no estágio frio a temperatura do gás em ambas as câmaras atingem o seu valor mínimo. Da câmara fria, mantida a uma temperatura menor que a do trocador frio, o gás é forçado a passar através deste, absorvendo calor do mesmo e refrigerando a parte externa deste trocador. No momento em que o volume total das câmaras é diminuído, a temperatura do gás aumenta em ambas as câmaras. Neste momento, o gás que é mantido a uma alta temperatura na câmara quente é forçado a passar pelo trocador quente, liberando a sua energia na forma de calor através deste.

Conforme mostrado na figura 5.7, a pressão do gás nas câmaras da máquina são quase as mesmas, porém esta diferença é que mantém o escoamento do gás através do regenerador e

dos trocadores. Pode-se ainda observar que esta diferença de pressão pode ser mostrada em forma de perda de carga através do regenerador, conforme apresentado na figura 5.8.

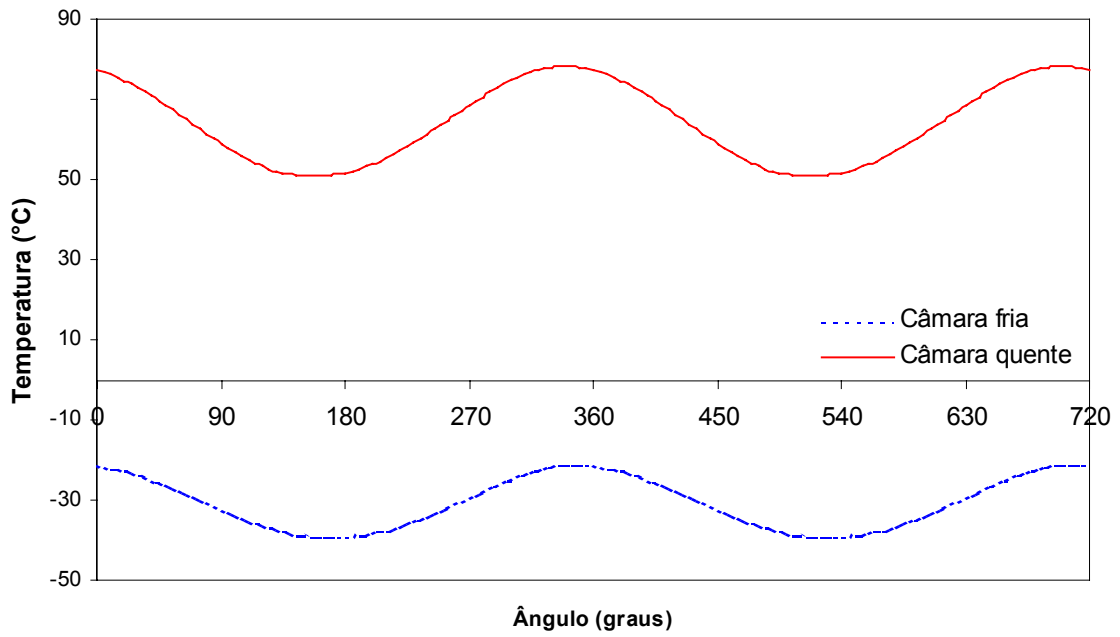


Figura 5.6 – Temperatura do gás nas câmaras da máquina Stirling

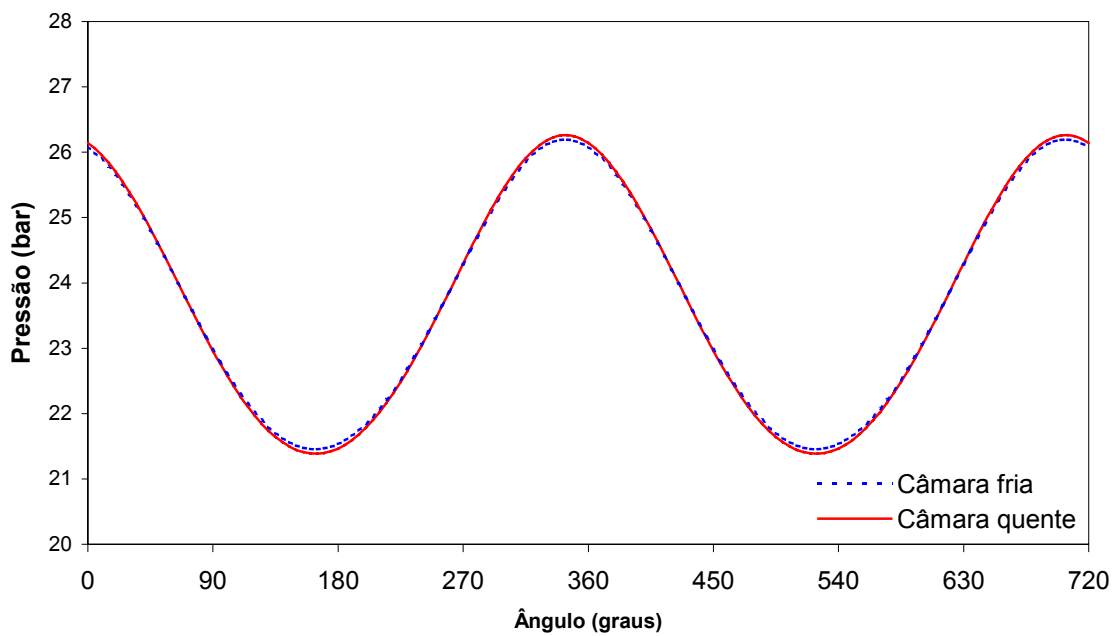


Figura 5.7 – Pressão média do gás nas câmaras da máquina Stirling

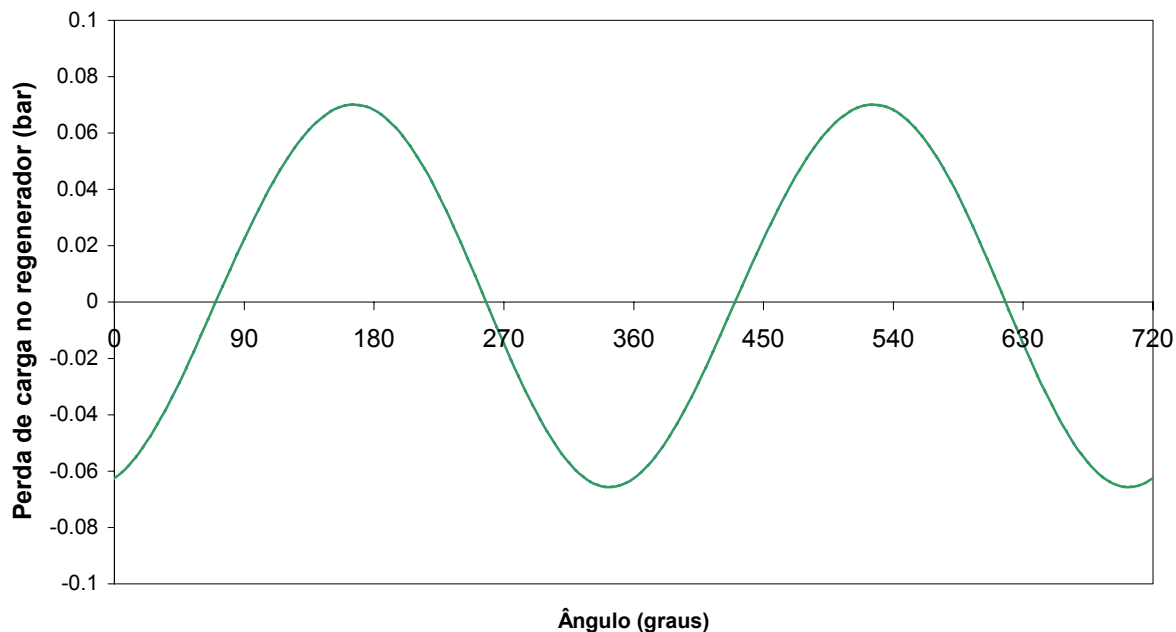


Figura 5.8 – Perda de carga no regenerador

Observa-se que a ordem de grandeza da diferença de pressão é menor que um centésimo do valor da pressão absoluta dentro da câmara. A variação de pressão do fluido na câmara quente (amplitude) é ligeiramente superior à da câmara fria, pois ela está em contato direto com o pistão, que promove a variação de pressão.

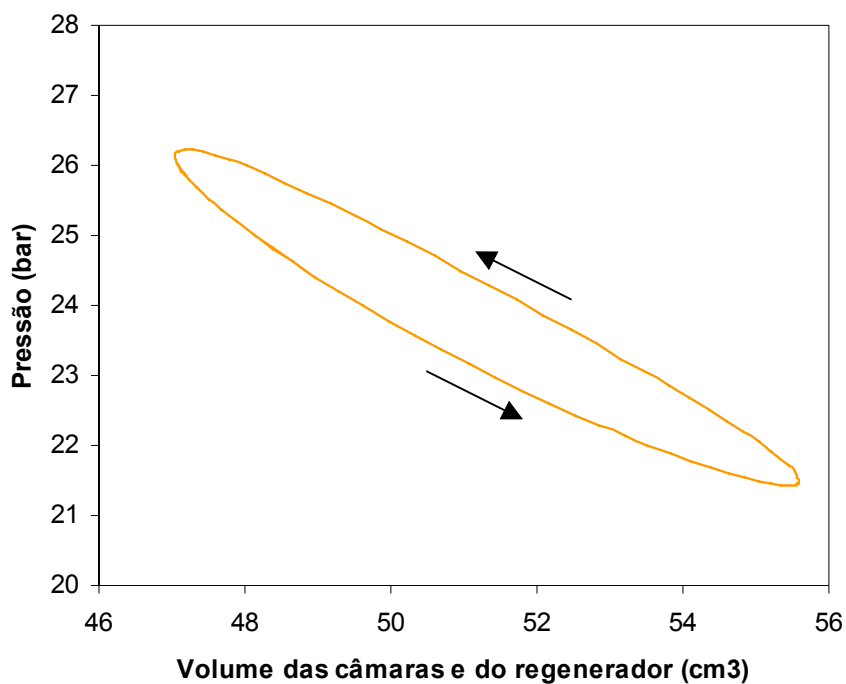


Figura 5.9 – Diagrama P-V do ciclo Stirling obtido na simulação

Relacionado à termodinâmica do processo como um todo, pode-se visualizar um diagrama P-V do ciclo de operação na figura 5.9. O diagrama é construído com os valores de volume total ocupados pelo gás que participa ativamente dos processos termodinâmicos, e a pressão média do gás nas câmaras. A temperatura que está associada a cada valor de pressão e volume no gráfico não corresponde à temperatura do gás, pois esta varia ao longo da máquina. A área da região interior da curva corresponde ao trabalho realizado pela máquina sobre o fluido.

As variações volumétricas nas câmaras são causadas pelos movimentos alternativos referentes ao pistão e ao deslocador. A figura 5.10 mostra os deslocamentos do pistão e do deslocador, que constituem as peças móveis. Este movimento se dá em relação a um ponto médio. O ponto médio é o ponto de equilíbrio das forças que atuam no pistão e no deslocador, no momento em que a máquina não se encontra em funcionamento, as partes móveis em repouso. A defasagem entre os extremos de deslocamento das peças móveis é um parâmetro de extrema importância em termos de projeto, pois é ela que define o lado frio e o lado quente da máquina, e também ajusta sua eficiência. Outro fator importante é a razão entre o deslocamento total do deslocador e o deslocamento total do pistão.

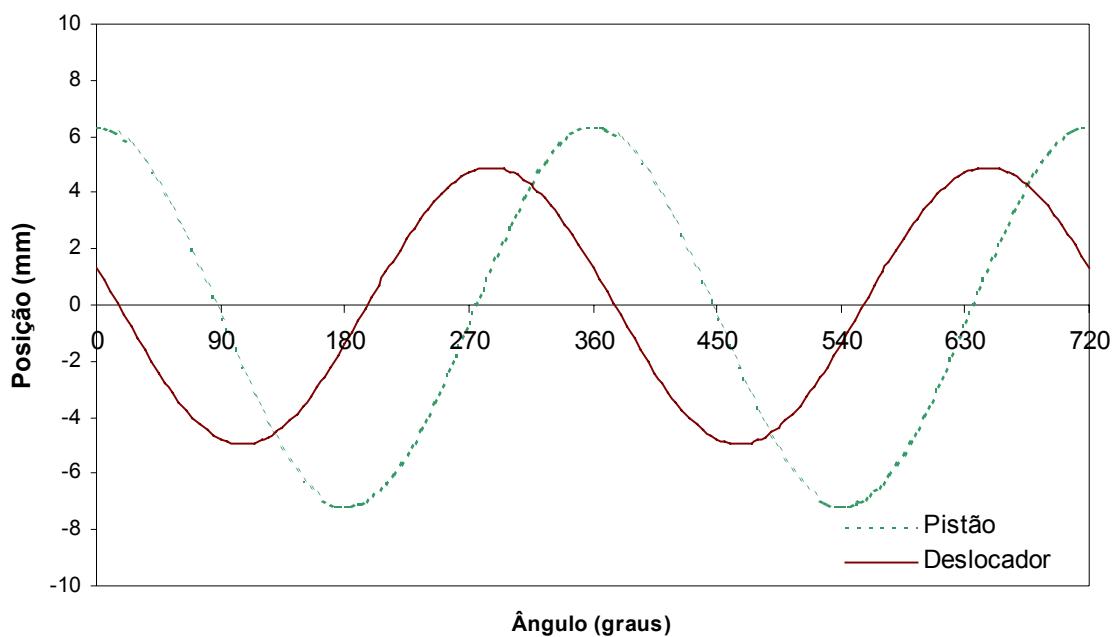


Figura 5.10 – Deslocamento das partes móveis da máquina Stirling

Para a configuração em questão, o deslocador está adiantado de aproximadamente 75° em relação ao pistão. A razão entre os deslocamentos é 0,73. Para uma simulação com as temperaturas de rejeição e absorção de calor respectivamente iguais a 35°C e -15°C , os valores de defasagem e razão entre deslocamentos foram cerca de 65° e 0,85 respectivamente. Quando comparados com dados experimentais, estes últimos são coerentes visto que as medições indicam uma defasagem de 60° e uma razão de 0,87.

Para que o motor elétrico transfira o máximo de potência para o pistão e conseqüentemente para o sistema, otimizando o seu rendimento, é necessário que a força magnética que impulsiona o pistão esteja em concordância de fase com a velocidade do mesmo. Em outras palavras, é preciso que o sistema esteja atuando na frequência natural do conjunto dinâmico massa-mola formado pelo pistão, a mola ligada ao pistão e a rigidez associada ao gás de trabalho.

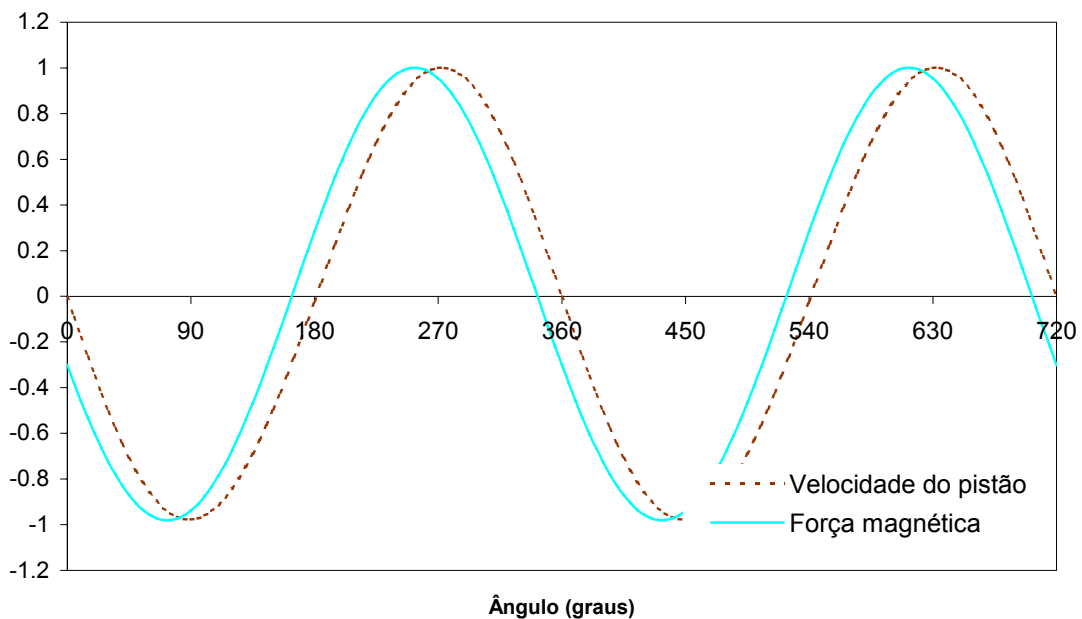


Figura 5.11 – Força magnética e velocidade do pistão normalizadas

No presente caso, por uma pequena diferença, a força magnética não atua na frequência natural do sistema dinâmico do pistão. A modelagem atual prevê que uma modificação nos parâmetros ainda pode ser realizada para que se consiga uma otimização do desempenho da máquina.

O escoamento do gás dentro do regenerador pode ser considerado como um escoamento compressível unidimensional e laminar devido a sua pequena dimensão de passagem. As propriedades termodinâmicas do fluido e as características do escoamento variam temporalmente e ao longo do comprimento do regenerador. Para se mostrar a variação das propriedades termodinâmicas no interior do regenerador, escolheu-se aleatoriamente um instante de tempo. Os gráficos das figuras 5.12 a 5.15 mostram as variáveis no instante de tempo onde ocorre a maior diferença de pressão entre as extremidades do regenerador.

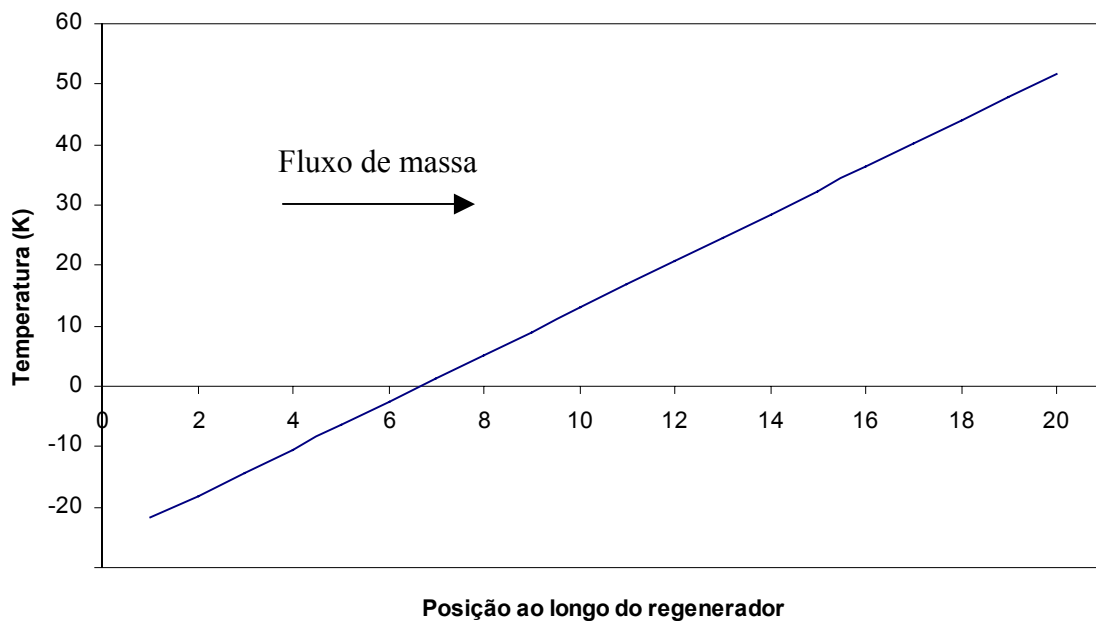


Figura 5.12 – Temperatura do fluido no regenerador

O desempenho do regenerador é um fator limitante da eficiência da máquina. A figura 5.12 mostra o perfil de temperatura do fluido ao longo o regenerador. O regenerador em si, devido as suas características geométricas e suas propriedades térmicas, praticamente não tem a sua temperatura variada, permanecendo todo o ciclo com um perfil quase linear. Devido à alta transferência de calor do regenerador para o gás, este se sujeita a uma temperatura semelhante a do regenerador. Pode-se entender o regenerador como um filtro do fluxo de energia de um trocador a outro. Assim, quanto mais próximas da temperatura dos trocadores estiverem as temperaturas das extremidades do regenerador, mais eficiente ele se apresenta.

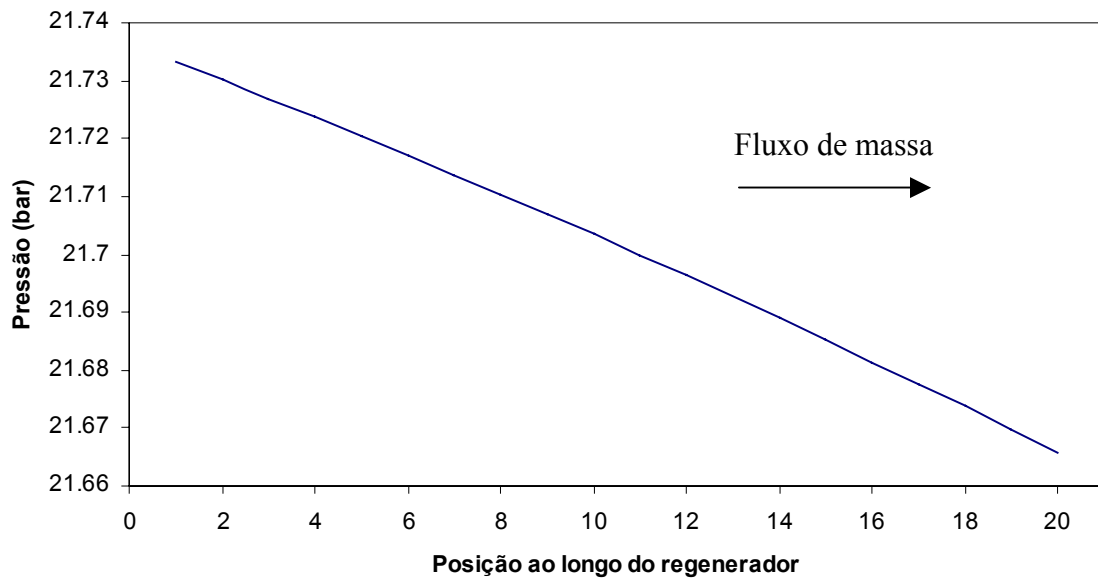


Figura 5.13 – Pressão do fluido no regenerador

As figuras 5.13 e 5.14 mostram a pressão e a densidade do gás ao longo do regenerador. Apesar da pressão sofrer uma queda ao longo do escoamento, a densidade do fluido aumenta em virtude do decréscimo mais acentuado da temperatura.

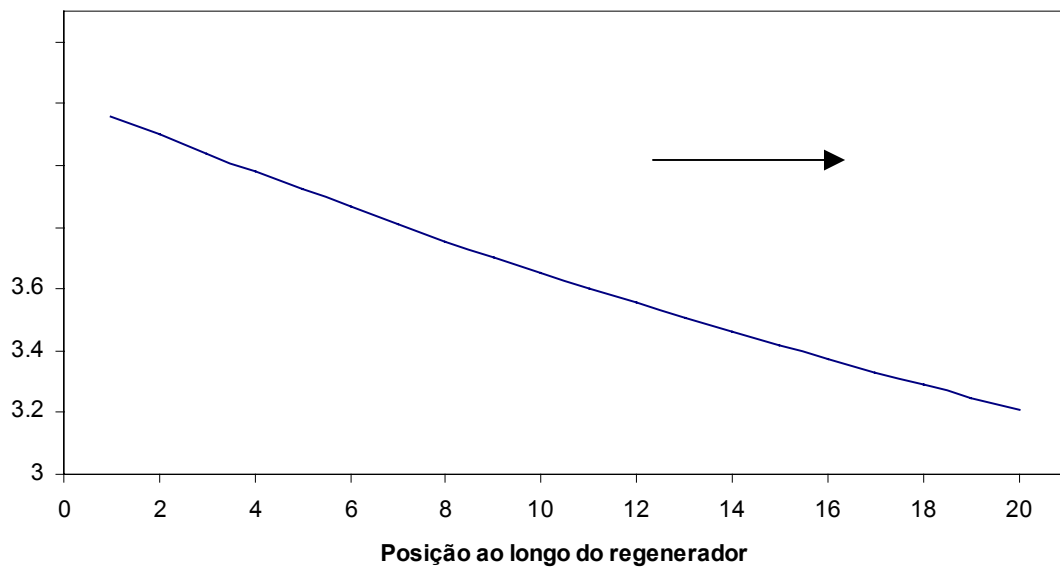


Figura 5.14 – Densidade do fluido no regenerador

A variação do fluxo de massa ao longo do regenerador, como é mostrado na figura 5.15 também é uma evidência da compressibilidade do gás. Como a quantidade de massa no interior do regenerador é da mesma ordem de grandeza das quantidades dentro das câmaras, é imprescindível que a compressibilidade do escoamento seja levada em consideração na formulação do problema. Caso contrário, diversos fatores seriam afetados, principalmente a rigidez ao movimento do pistão provocada pela presença do gás, modificando a frequência natural do pistão e deslocando a máquina do seu ponto de funcionamento ideal.

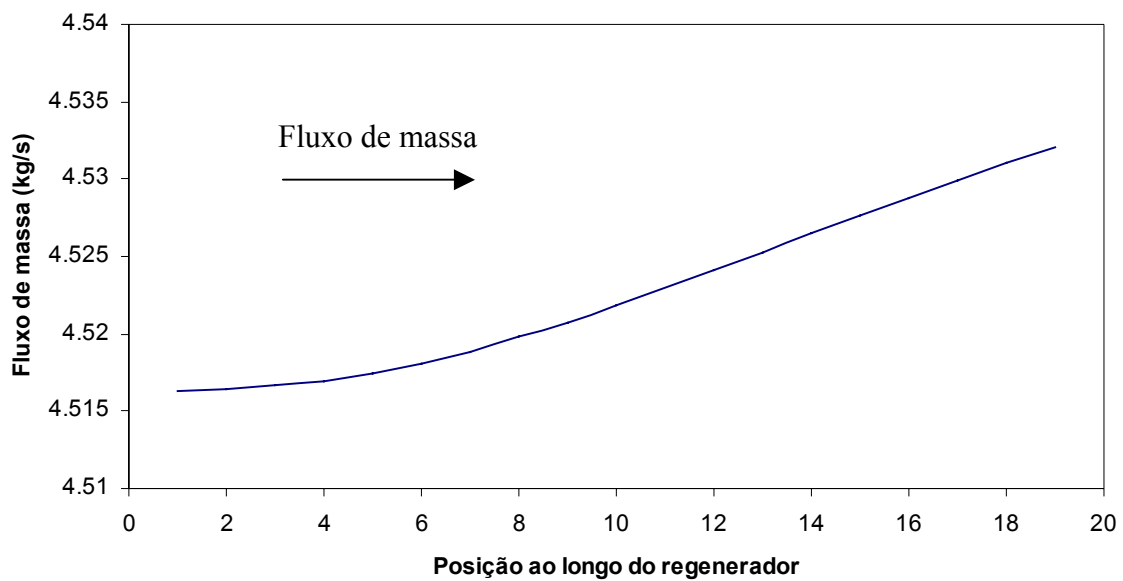


Figura 5.15 – Fluxo de massa no regenerador

A partir dos dados geométricos, propriedades do fluido e o valor máximo do fluxo de massa, obtém-se um valor para o número de Reynolds do escoamento no interior do regenerador em torno de 92. Isto reforça a hipótese da laminaridade do escoamento.

Com a finalidade de validação dos resultados numéricos, foram feitas algumas comparações com resultados experimentais obtidos de protótipos tratados pela Empresa Brasileira de Compressores. A figura 5.16 mostra um gráfico com os valores de coeficiente de performance da máquina em função da temperatura do trocador quente, tendo a temperatura do trocador frio como parâmetro de curva. Os pontos isolados representam dados experimentais. A simulação foi feita para uma potência de refrigeração de 100W.

A figura 5.16 mostra uma diferença entre as curvas obtidas numericamente e os resultados experimentais. Tudo indica que as diferenças se devem ao fato do modelo atual não levar em consideração uma série de perdas associadas à máquina. A expectativa é que na medida em que as perdas forem sendo modeladas e adicionadas ao código, a diferença entre estes resultados tenda a diminuir tornando o modelo mais próximo da realidade. A introdução das perdas nesta etapa da pesquisa foge ao escopo do presente trabalho e por isto não foram introduzidas nesta primeira versão da simulação numérica. A proposta maior aqui é mostrar a viabilidade da máquina Stirling em diversas temperaturas associadas à refrigeração doméstica. Neste contexto a presente dissertação atingiu os objetivos esperados.

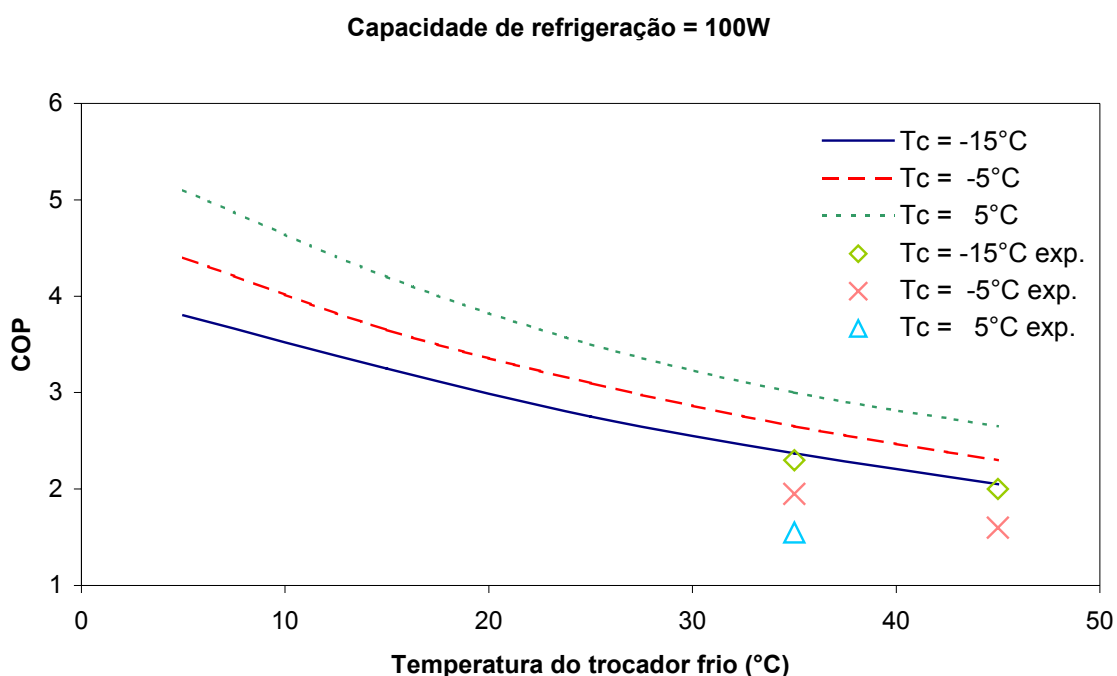


Figura 5.16 – Comparação dos resultados obtidos pelo modelo numérico com resultados experimentais

Os resultados obtidos pelo modelo da máquina Stirling também foram comparados com dados de refrigeradores que utilizam compressores convencionais operando no ciclo Rankine. A figura 5.17 apresenta comparações feitas usando uma capacidade de refrigeração de 100W. As curvas que representam os resultados obtidos com a máquina Stirling foram geradas através do modelo desenvolvido neste trabalho, portanto não levando em consideração alguns efeitos de perda. Entretanto, para que fosse possível realizar uma comparação sob as mesmas bases de um refrigerador convencional, que faz uso de um compressor, foi estipulada, para a máquina Stirling, uma diferença de temperatura entre o

trocador de calor frio e o ambiente frio e uma diferença de temperatura entre o trocador quente e o ambiente quente. Para o lado frio adotou-se uma temperatura de 10°C mais baixa que no ambiente a ser refrigerado, no trocador de calor frio. Isto foi feito levando-se em consideração pesquisas recentes na área de máquinas Stirling para refrigeração doméstica. Esta diferença de temperatura é devida a ineficiência do trocador de calor utilizado. E para o lado quente foi usada uma temperatura do trocador de calor quente 15°C mais elevada do que a temperatura ambiente.

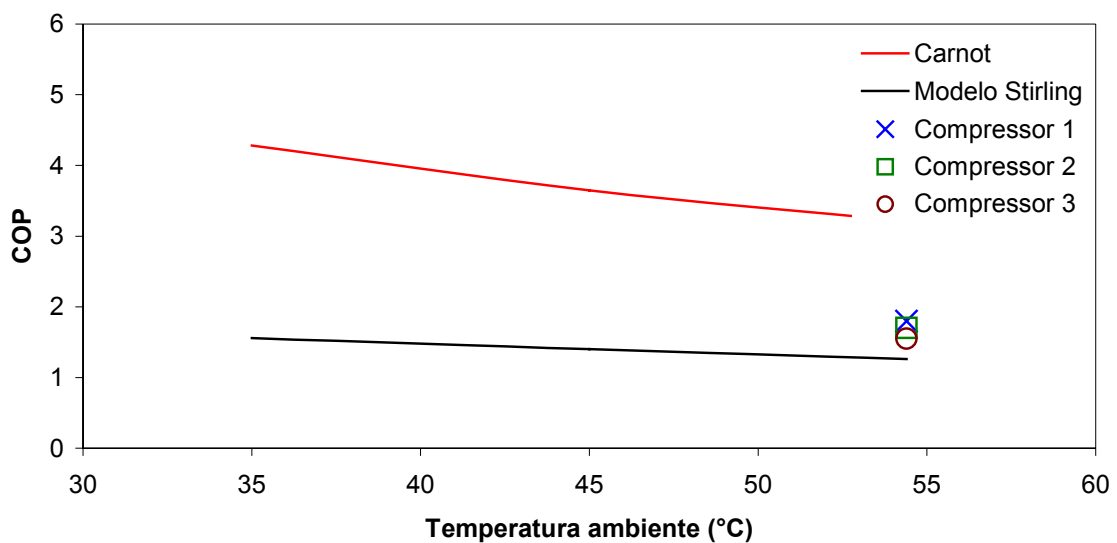


Figura 5.17 – Comparação da máquina Stirling com refrigeradores convencionais

Incluindo-se todas as perdas na máquina, obteríamos um desempenho ainda mais desfavorável aos refrigeradores que usam máquinas Stirling. Porém, a tecnologia baseada em ciclos Stirling não está no mesmo patamar de avanço que a dos refrigeradores convencionais, o que daria incentivo a novas pesquisas envolvendo máquinas Stirling.

CAPÍTULO VI

*“O projeto está terminado
não quando não temos mais nada a acrescentar
mas sim quando não temos nada mais a retirar”
“Lei de ouro” dos projetistas de máquinas Stirling*

CONCLUSÕES

6.1 – Comentários gerais

Este trabalho teve como objetivo principal o de simular numericamente uma máquina Stirling com características particulares, a fim de se observar o comportamento de alguns de seus componentes e do fluido de trabalho. Procurou-se também que, através destas simulações, o programa gerado pudesse servir como uma ferramenta no auxílio ao projeto de máquinas Stirling, bem como contribuir com a tecnologia baseada em ciclos Stirling.

Foram usadas equações da termodinâmica, da mecânica dos fluidos e da transferência de calor para representar matematicamente os fenômenos físicos concernentes ao problema. Para a solução das equações, utilizou-se o método de Euler, com um avanço explícito no tempo e o método TDMA para a solução do sistema algébrico. Os principais resultados obtidos mostram a variação das propriedades termodinâmicas do gás e de variáveis da máquina. Obteve-se resultados de desempenho, o que possibilitou que fossem feitas comparações com experimentos e com a tecnologia atual mais comumente usada em refrigeração, como o ciclo de Rankine.

6.2 – Conclusões sobre os resultados obtidos

O método numérico utilizado mostrou-se adequado para a solução do problema em questão. Devido ao reduzido número de variáveis, não foi necessário recorrer a um método de solução mais robusto, porém perde-se tendo que usar um avanço no tempo muito reduzido, o que no atual estágio do modelo não se tornou um problema.

Devido à dificuldade de se encontrar trabalhos numéricos envolvendo máquinas Stirling usadas em refrigeração, poucas comparações podem ser feitas no que diz respeito às variações nas propriedades e nos parâmetros. No entanto, estes resultados podem ser analisados de acordo com o que poderia se esperar de cada variável. Nos casos simulados neste trabalho, todas as variáveis demonstraram estar de acordo com o esperado.

As comparações realizadas dos resultados obtidos através das simulações com os resultados experimentais mostram uma diferença. O modelo utilizado neste trabalho fornece resultados de desempenho maiores do que aqueles medidos experimentalmente. Isto pode ser explicado devido ao fato de diversas perdas existentes na máquina não serem levadas em consideração no modelo. Na medida em que estas perdas forem sendo adicionadas ao modelo, os resultados numéricos de desempenho vão diminuindo, aproximando-se dos resultados experimentais.

6.3 – Sugestões para trabalhos futuros

Aqui serão sugeridos alguns trabalhos que possam ser feitos futuramente, como continuação da ferramenta desenvolvida neste trabalho.

- Modelagem e inclusão das perdas na máquina Stirling não levadas em consideração neste trabalho;
 - Desenvolvimento de um modelo em mecânica dos fluidos e transferência de calor computacional para discretizar as câmaras da máquina. Aplicação de um modelo de turbulência.
 - Inclusão das demais perdas por condução nos trocadores, atrito, etc.
- Aplicação da ferramenta para simulação de máquinas Stirling de diferentes capacidades de refrigeração;
- Desenvolvimento de uma interface gráfica para o código;
- Realização de experimentos com as máquinas a fim de se obter mais resultados que possam ser comparados aos resultados do modelo;
- Incluir um modelo mais preciso para um refrigerador;
- Pesquisar a aplicação da tecnologia para motores Stirling.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

STINE, W. B., (1999) – *Energy Conversion*, **Mechanical Engineering Handbook**, V. 8, p. 67-77.

HUANG, B. J., CHEN, H. Y., (2000) – *Modeling of Integral-type Stirling Refrigerator Using System Dynamics Approach*, **International Journal of Refrigeration**, V. 23, p. 632-641.

NEVEU, P., BABO, C., (2000) – *A Simplified Model for Pulse Tube Refrigeration*, **Cryogenics**, V. 40, p. 191-201.

BERCHOWITZ, D. M., (1993) – *Free-Piston Rankine Compression and Stirling Cycle Machines for Domestic Refrigeration*, **Greenpeace Ozone Safe Conference**, Washington, DC, October 18-19, 1993.

BERCHOWITZ, D. M., McENTEE, J., WELTY, S., (1999) – *Design and Testing of a 40W Free-Piston Stirling Cycle Cooling Unit*, **20th International Congress of Refrigeration**, Sydney, 1999.

JU, Y. L., (2001) – *Computational Study of a 4K Two-Stage Pulse Tube Cooler with Mixed Eulerian-Lagrangian Method*, **Cryogenics**, V. 41, p. 49-57.

KARANDIKAR, A., BERCHOWITZ, D., (1995) – *Low Cost Small Cryocoolers for Commercial Applications*, **Cryogenics Engineering Conference**, Columbus, Ohio; July 17-21, 1995.

BERCHOWITZ, D. M., KIKKA, D., MENNIK, B. D., (2001) – *Recent Advances in Stirling Cycle Refrigeration*, Comunicação pessoal, (MELO, C.).

BAPAT, S. L., (2000) – *Theoretical Investigations on Simultaneous Operation of Vapor Compression Refrigeration Cycle and Stirling Cycle in Miniature Stirling Cooler with Two-Phase Mixture*, **Cryogenics**, V. 40, p. 1-8.

BRODZINSKI, R. L., PENSWICK, L. B., (1998) – *A Miniature Stirling Cycle Cooler for Radiation Detectors*, **Journal of Radioanalytical and Nuclear Chemistry**, V. 233, P. 131-135.

BERCHOWITZ, D. M., (1998) – *Maximized Performance of Stirling Cycle Refrigerators*, **Natural Work Fluids '98**, Oslo, Norway, 1998.

CHEN, G., (2000) – *Thermodynamic Performance Prediction of Pulse tube Refrigeration with Mixture Fluids*, **Cryogenics**, V. 40, p. 261-267.

SAKAMOTO, M., YAMADA, T., OTAKA, T., (1998) – *A Displacer Type Stirling Refrigerator of 100W Refrigeration Capacity with a Nylon Matrix Regenerator*, Comunicação pessoal, (MELO C.).

SMAĬLI, A., CHAHINE, R., (1998) – *Thermodynamic Investigations of Optimum Active Magnetic Regenerators*, **Cryogenics**, V. 38, p. 247-252.

KIM, S. Y., CHUNG, W. S., SHIN, D. K., CHO, K. S., (1998) – *The Application of Stirling Cooler to Refrigeration*, Technical Report.

McDONALD, K., BERCHOWITZ, D., (1994) – *Stirling Refrigerator for Space Shuttle Experiments*, **29th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference**, Monterrey, CA, August 7-11, 1994.

REYNOLDS, W. C., (1979) – *Thermodynamic properties in S.I., graphs, tables and computational equations for 40 substances*, Stanford University.

PATANKAR, S. V., (1980) – *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill Book Company.

ANEXO A

CÁLCULO DO COP NO CICLO STIRLING IDEAL

Neste anexo será mostrado que o COP do ciclo Stirling ideal é igual ao COP do ciclo de Carnot.

A.1 – Cálculo do COP_{Carnot}

O ciclo de Carnot é composto de dois processos a temperatura constante e dois processos adiabáticos como mostrado no gráfico A.1.

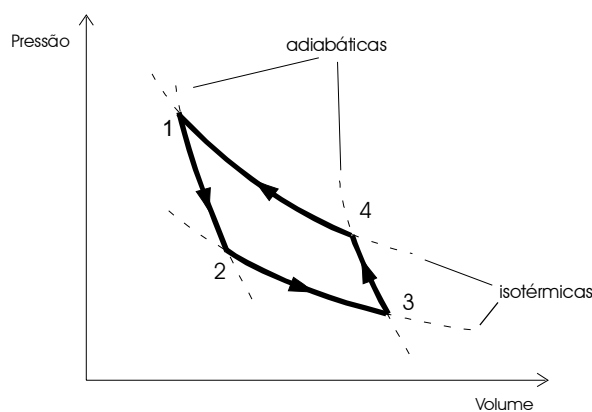


Gráfico A.1 – Ciclo de Carnot

Pode-se escrever a primeira lei a termodinâmica, para um gás, em sua forma diferencial como:

$$dU = \delta Q + \delta W \quad (\text{A.1})$$

ou, por unidade de massa

$$du = \delta q + dw \quad (\text{A.2})$$

onde, para um gás ideal

$$du = c_v dT \quad (\text{A.3})$$

$$dw = -pdv \quad (\text{A.4})$$

No processo 1-2 tem-se uma expansão adiabática, então $\delta q = 0$. Usando as equações A.3 e A.4, a primeira lei da termodinâmica para este caso se reduz à:

$$c_v dT = -pdv \quad (\text{A.5})$$

Com a equação de estado para um gás ideal, pode-se escrever a equação anterior como:

$$c_v dT = -\frac{RT}{v} dv \quad (\text{A.6})$$

Isolando-se a temperatura e o volume, integrando do estado 1 ao estado 2, obtém-se a expressão:

$$\frac{c_v}{R} \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) = -\ln\left(\frac{v_2}{v_1}\right) \quad (\text{A.7})$$

Sabendo que $\gamma = c_p/c_v$ e $R = c_p - c_v$; pode-se reduzir a equação acima para:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{1-\gamma} \quad (\text{A.8})$$

No processo sofrido pelo gás entre os pontos 2 e 3, tem-se uma expansão isotérmica, portanto $du = 0$. Da equação A.2 resulta em:

$$dq = -pdv \quad (\text{A.9})$$

onde pode-se então ser calculado o calor trocado durante este processo integrando-se do volume no ponto 2 ao volume no ponto 3:

$$q_{2-3} = RT_2 \ln\left(\frac{v_3}{v_2}\right) \quad (\text{A.10})$$

Pode ser feita uma analogia do processo de compressão adiabática 3-4 com o processo 1-2 resultando em:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^{1-\gamma} \quad (\text{A.11})$$

Finalmente o processo de compressão isotérmica 4-1, é análogo ao processo 2-3, o que resulta no valor de calor trocado:

$$q_{1-4} = RT_4 \ln \left(\frac{v_1}{v_4} \right) \quad (\text{A.12})$$

Assim, pode-se calcular o trabalho realizado em todo o ciclo através de:

$$\oint du = \oint \delta q + \oint \delta w \quad (\text{A.13})$$

Para um sistema operando em ciclos:

$$\oint du = 0 \quad ; \quad \oint \delta q = -\oint \delta w \quad (\text{A.14})$$

$$\oint \delta w = - \left(RT_2 \ln \left(\frac{v_3}{v_2} \right) + RT_4 \ln \left(\frac{v_1}{v_4} \right) \right) \quad (\text{A.15})$$

Pela definição de *COP*:

$$COP = \frac{\text{calor recebido}}{\text{trabalho}} \quad (\text{A.16})$$

Mas,

$$\text{calor recebido} = q_{2-3} = RT_2 \ln \left(\frac{v_3}{v_2} \right)$$

$$\text{trabalho} = \oint \delta w = - \left(RT_2 \ln \left(\frac{v_3}{v_2} \right) + RT_4 \ln \left(\frac{v_1}{v_4} \right) \right)$$

Ainda,

$$T_1 = T_4 = T_H \quad (\text{A.17})$$

$$T_2 = T_3 = T_C \quad (\text{A.18})$$

A expressão para o *COP* se reduz à:

$$COP_{Carnot} = \frac{RT_C \ln\left(\frac{v_3}{v_2}\right)}{-RT_C \ln\left(\frac{v_3}{v_2}\right) + RT_H \ln\left(\frac{v_4}{v_1}\right)} \quad (A.19)$$

Mas,

$$\frac{v_4}{v_1} = \frac{v_4}{v_3} \frac{v_2}{v_1} \frac{v_3}{v_2} \quad (A.20)$$

Com as expressões A.8, A.11, A.17 e A.18; tem-se:

$$\frac{v_4}{v_1} = \frac{v_3}{v_2} \quad (A.21)$$

Combinando-se este resultado na expressão A.19 e fazendo-se as devidas simplificações, chega-se a:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (A.22)$$

A.1 – Cálculo do COP_{Stirling}

O ciclo Stirling é composto de dois processos a temperatura constante e dois processos a volume constante como mostrado no gráfico A.2.

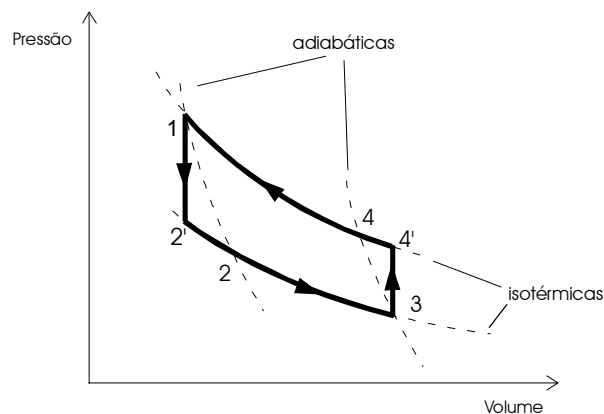


Gráfico A.2 – Ciclo Stirling

No processo de 1-2', nenhum trabalho é realizado, pois $dv = 0$. Então a primeira lei fica:

$$dq = c_v dT \quad (\text{A.23})$$

Integrando-se a equação anterior, obtém-se o calor trocado neste processo:

$$q_{1-2'} = c_v (T_{2'} - T_1) \quad (\text{A.24})$$

Nos processos a temperatura constante, as expressões para os calores são semelhantes às do ciclo de Carnot, ou seja:

$$q_{2'-3} = RT_{2'} \ln\left(\frac{v_3}{v_{2'}}\right) \quad (\text{A.25})$$

$$q_{1-4'} = RT_{4'} \ln\left(\frac{v_1}{v_{4'}}\right) \quad (\text{A.26})$$

No processo isocórico de 3 a 4', o calor trocado resulta em:

$$q_{3-4'} = c_v (T_{4'} - T_3) \quad (\text{A.27})$$

Como $T_{4'} = T_1 = T_H$ e $T_{2'} = T_3 = T_C$, nota-se que $q_{2'-3} = -q_{1-4'}$. Esta quantidade de calor corresponderia ao calor cedido e recebido pelo regenerador numa implementação do ciclo Stirling.

A expressão para o *COP* fica:

$$COP_{Stirling} = \frac{RT_C \ln\left(\frac{v_3}{v_{2'}}\right)}{-RT_C \ln\left(\frac{v_3}{v_{2'}}\right) + RT_H \ln\left(\frac{v_{4'}}{v_1}\right)} \quad (\text{A.28})$$

Com:

$$v_{4'} = v_3 \quad \text{e} \quad v_{2'} = v_1 \quad (\text{A.29})$$

Substituindo as equações A.29 na equação A.28 e fazendo-se as devidas simplificações, chega-se a:

$$COP_{Stirling} = \frac{T_C}{T_H - T_C} = COP_{Carnot} \quad (\text{A.30})$$

ANEXO B

FATOR DE COMPRESSIBILIDADE PARA O GÁS

B.1 – Análise do fator de compressibilidade para o hélio

O fator de compressibilidade 'z' é dado por:

$$z = \frac{pV}{mR_g T} \quad (\text{B.1})$$

quanto mais perto de 1 for o valor de z, mais o gás se aproxima de um gás perfeito.

O valor de z é definido em função da temperatura reduzida (T_r) e da pressão reduzida (p_r) do gás para aquela aplicação. Estas propriedades são obtidas da forma a seguir:

$$T_r = \frac{T}{T_c} \quad ; \quad p_r = \frac{p}{p_c} \quad (\text{B.2})$$

Para o hélio tem-se que $T_c = 5,3\text{K}$ e $p_c = 2,29\text{bar}$. As menores temperaturas atingidas pelo fluido na máquina em questão são da ordem de 220K, e as maiores pressões da ordem de 30bar. Com estes valores, tem-se uma temperatura reduzida em torno de 41,5 e uma pressão reduzida em torno de 13,1. Pequenas variações em torno deste ponto mostram que o valor de z se aproxima de 1 quanto maior for a temperatura reduzida e menor for a pressão reduzida. A tabela B.1 mostra alguns valores de z para diferentes valores de T_r e p_r .

A tabela mostra que se fosse tomada uma temperatura reduzida de 40, que é uma das menores a serem atingidas pelo fluido na máquina em estudada, ter-se-ia $1 < z < 1,09$ à $p_r = 14$, que é uma das máximas a serem alcançadas. Além disso, a temperatura mínima não ocorre quando a pressão é máxima. Conclui-se que os erros devidos a esta aproximação do hélio pro um gás perfeito são bem menores que 9%.

Tabela de valores para o coeficiente de compressibilidade do hélio									
p_r	10			12			14		
T_r	05	10	15	05	10	15	05	10	15
z	1,16	1,08	1,05	1,20	1,10	1,07	1,23	1,14	1,09

Tabela B.1 – Valores de z para o hélio

São necessárias mais duas equações de estado para avaliar os valores da entalpia e da energia interna que aparecem na equação da energia. Para um gás ideal temos que:

$$dh = c_p dT \quad ; \quad de = c_v dT \quad (\text{B.3})$$

Na equação da energia, precisa-se do valor absoluto da entalpia h , enquanto que o da energia interna e aparece de forma diferenciada. A tabela B.2 mostra valores de energia interna e entalpia do hélio de acordo com Reynolds (1979), para diferentes pressões e temperaturas.

Tabela com valores de energia interna e entalpia para o hélio			
Pressão (bar)	Temperatura (K)	Entalpia (kJ/kg)	Energia Int. (kJ/kg)
10	100	533,79	323,09
	300	1573,16	947,06
	500	2611,74	1570,74
20	100	536,33	322,73
	300	1576,46	947,26
	500	2615,00	1570,08
40	100	541,40	321,80
	300	1583,04	947,40
	500	2621,51	1571,91

Tabela B.2 – Valores de energia interna e entalpia

Observando a tabela B.2, nota-se que a influência da pressão, para a faixa de interesse do presente trabalho, é reduzida sobre os valores de entalpia e energia, frente à influência da

temperatura sobre as mesmas. Os valores podem ser visualizados em gráficos como aqueles explorados nas figuras B.1 e B.2.

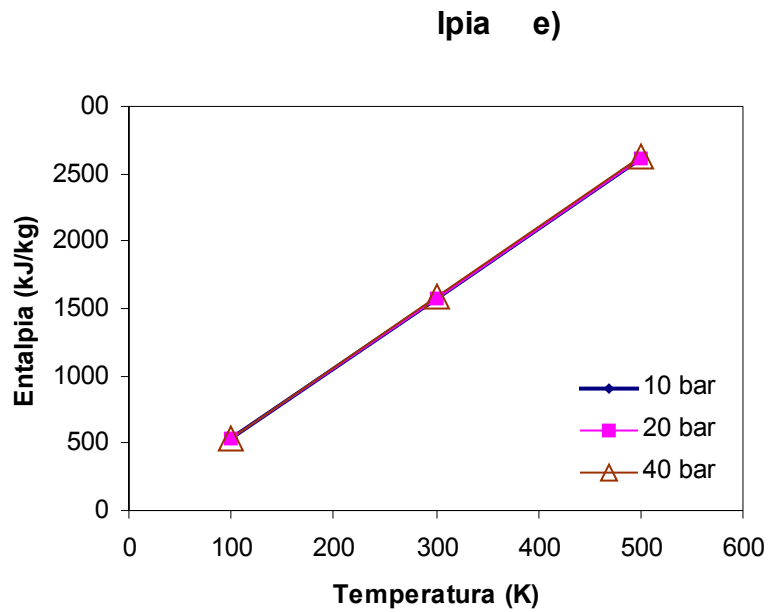


Figura B.1 – Entalpia do hélio em função da temperatura tendo p como parâmetro de curva

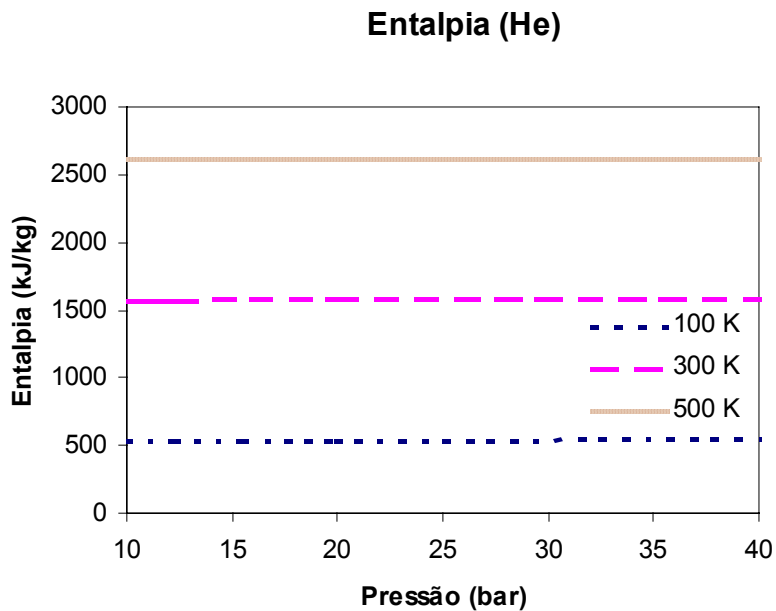


Figura B.2 – Entalpia do hélio em função da pressão tendo T como parâmetro de curva

É verificado que a entalpia varia de uma maneira quase linear em função da temperatura. Nota-se também que a variação da pressão, nestes limites, produz um efeito

praticamente nulo sobre o valor da entalpia do hélio. Para minimizar os erros devidos à modelagem, preferiu-se criar, através de interpolações numéricas, uma expressão simples para o cálculo da entalpia (equação B.4). A linha cheia na figura B.1 representa os resultados obtidos com a expressão. A dependência da energia interna com a temperatura e a pressão é explorada nas figuras B.3 e B.4.

$$h = 10476 + 3,07 \cdot 10^{-3} p + 5197.5T \tag{B.4}$$

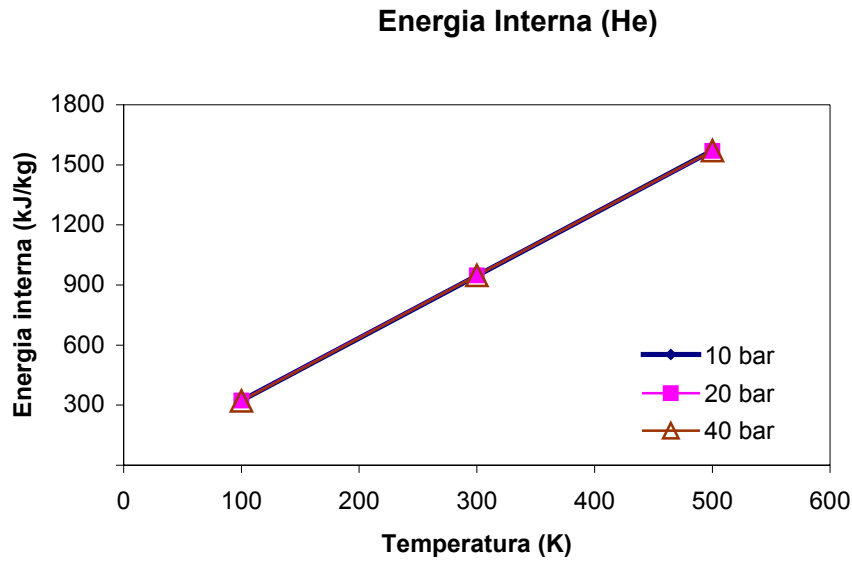


Figura B.3 – Energia interna do hélio em função da temperatura tendo p como parâmetro de curva

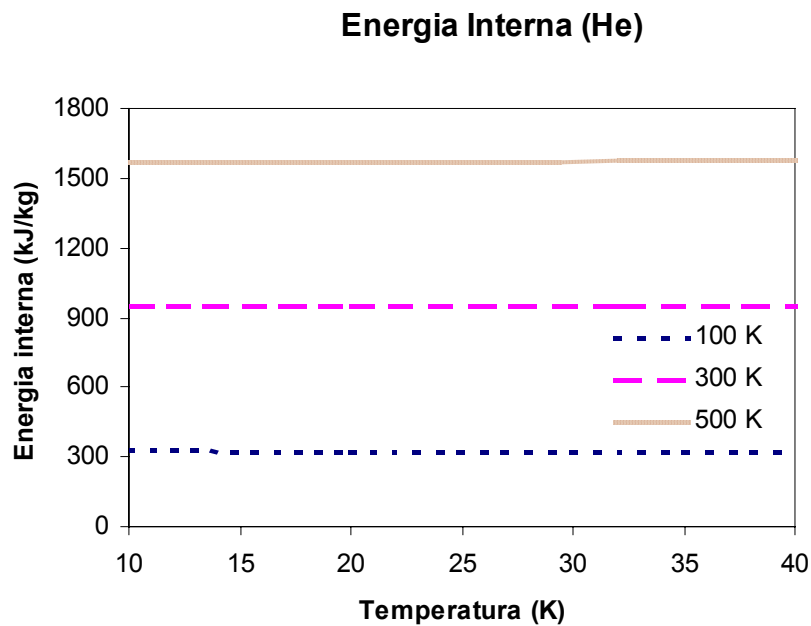


Figura B.4 – Energia interna do hélio em função da pressão tendo T como parâmetro de curva

De acordo com as figuras B.3 e B.4, é observado que a energia interna possui um comportamento semelhante à entalpia no que diz respeito à sua sensibilidade quanto a variações de temperatura e pressão. A equação B.5 mostra a expressão adotada para o cálculo da energia interna em função da temperatura.

$$u = 11226 + 3119T \quad (\text{B.5})$$