

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Elivelton Cassio da Silva

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E REPROJETO
DE UM MOTOR A VAPOR**

Santa Maria, RS
2019

Elivelton Cassio da Silva

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E REPROJETO
DE UM MOTOR A VAPOR**

Trabalho Final de Graduação apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM. RS), como requisito parcial para Obtenção do grau de **Bacharel em Engenharia Mecânica.**

Orientador: Prof. Mario Eduardo Santos Martins, PhD

Santa Maria, RS
2019

Elivelton Cassio da Silva

ANÁLISE TERMODINÂMICA E REPROJETO DE UM MOTOR A VAPOR

Trabalho Final de Graduação apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM. RS), como requisito parcial para Obtenção do grau de **Bacharel em Engenharia Mecânica.**

Aprovado em 08 de Maio de 2019:

Mario Eduardo Santos Martins, PhD. (UFSM)
(Presidente/Orientador)

Macklini Dalla Nora, PhD. (UFSM)

Thompson Diordinis Metzka Lanzasova, PhD. (UFSM)

Santa Maria, RS
2019

DEDICATÓRIA

Este trabalho é dedicado minha mãe, Ângela de Fatima da Silva, ao meu pai, Francisco Abel da Silva e aos meus irmãos, Kellen da Silva, Kethleen da Silva, Rochelen da Silva e Kelvin da Silva. Esses que durante minha vida acadêmica me apoiaram nas mais diversas situações.

AGRADECIMENTOS

Agradeço pela concretização deste trabalho, pelo auxílio, compreensão e dedicação de varias pessoas. Agradeço a todos que, de alguma forma, contribuíram para a conclusão deste estudo e, de maneira especial, agradeço:

-Ao meu orientador Prof. Mario Eduardo Santos Martins pela oportunidade concedida, pela confiança depositada e pelos ensinamentos que adquiri durante o tempo que estive no GPMOT.

-A empresa SFW Sistemas Térmicos, principalmente ao engenheiro Luiz Alexandre Silveira, pelo conhecimento, pela oportunidade e pela confiança no desenvolvimento do projeto.

-Ao meu amigo e colega de engenharia Jovani Della Flora Junior pela troca de conhecimento e ajuda na correção deste trabalho.

-Ao meu amigo Éder Luiz Rocha Ortiz pela troca de conhecimento tanto pessoais como profissionais desde os tempos da vida militar até atualmente.

-Ao meu amigo e colega de projetos Anderson Nagera Godinho pela troca de conhecimento e ajuda durante grande parte da vida acadêmica.

-Aos meus pais e irmãos, por sempre acreditarem no meu potencial.

“Sem a visão de um objetivo um homem não pode gerir a sua própria vida, e muito menos a vida dos outros.”

(Gengis Khan)

RESUMO

ANÁLISE TERMODINÂMICA E REPROJETO DE UM MOTOR A VAPOR

AUTOR: Elivelton Cassio da Silva
ORIENTADOR: Mario Eduardo Santos Martins

Em 1712, Thomas Newcomen desenvolveu um motor a vapor atmosférico, de reduzida eficiência energética, o qual foi aprimorado por James Watt em 1769, que melhorou a eficiência separando o pistão do motor do condensador. Atualmente, os motores mais eficientes são aqueles que apresentam ciclos de expansão em diferentes cilindros, aproveitando ao máximo o poder expansivo do vapor. A capacidade de geração de eletricidade depende de como é projetado, tanto geometricamente como termodinamicamente, podendo fornecer potência na faixa de 75 kW a 5 MW, sendo o ciclo de Rankine o mais encontrado em usinas de geração de energia térmica. Este trabalho tem como objetivo realizar uma análise termodinâmica em um motor a vapor, e conseqüentemente aprimorar alguns componentes mecânicos, fazendo o uso tanto de métodos tradicionais de cálculos, quanto de simulações computadorizadas. O motor a vapor a ser estudado possui uma baixa eficiência térmica, além de um alto consumo de vapor, ao mesmo tempo em que não consegue manter potência estável em altas rotações. Após a verificação da discrepância entre o método de cálculo utilizando o diagrama p-V e a simulação, realizou-se uma análise da situação atual do protótipo por simulação, ao mesmo tempo em que se aprimoraram alguns componentes, visando o aumento da eficiência, respeitando os limites geométricos e de trabalho do motor. Obteve-se então a redução do consumo de vapor em aproximadamente 17,4% e a eficiência aumentada em 43,9%. Mesmo após a diminuição do tempo de exaustão em 18,5%, e devido à complexidade em se alterar o tempo de admissão, o consumo permaneceu alto, levando a se alterar a rotação nominal de trabalho.

Palavras-chave: Motor a vapor. Reprojeto. Eficiência térmica. Ciclo de Carnot. Ciclo de Rankine. Geração de eletricidade. Potência.

ABSTRACT

THERMODYNAMIC ANALYSIS AND REDESIGN OF A STEAM ENGINE

AUTHOR: Elivelton Cassio da Silva
ADVISOR: Mario Eduardo Santos Martins

In 1712, Thomas Newcomen developed an atmospheric, low energy-efficient steam engine, which was enhanced by James Watt in 1769, which improved efficiency by separating the piston from the condenser engine. Currently, the most efficient engines are those that have expansion cycles in different cylinders, making the most of the expansive power of steam. The capacity of electricity generation depends on how it is designed, both geometrically and thermodynamically, and can provide power in the range of 75 kW to 5 MW, and the Rankine cycle is the most found in thermal power generation plants. This work aims to perform a thermodynamic analysis in a steam engine, and consequently to improve some mechanical components, making use of both traditional methods of calculations, as well as computerized simulations. The steam engine to be studied has a low thermal efficiency in addition to high vapor consumption, while not being able to maintain stable power at high speeds. After verifying the discrepancy between the calculation method using the P-V diagram and the simulation, an analysis of the current situation of the prototype by simulation is carried out, at the same time as some components are improved, aiming at increasing efficiency, the geometric and working limits of the engine. It was then obtained the reduction of steam consumption in approximately 17,4% and the efficiency increased by 43,9%. Even after the decrease in the exhaustion time in 18,5%, and due to the complexity in changing the time of admission, the consumption remained high, leading to change the nominal work rotation.

Keywords: Steam engine. Redesign. Thermal efficiency. Cycle of Carnot. Rankine Cycle. Generation of electricity. Power.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Consumo global de energia e tipo de combustível utilizado.	17
Figura 2 - Participação na geração global de eletricidade por combustível (porcentagem).	18
Figura 3 - Classificação dos motores térmicos.	21
Figura 4 - Ciclo de potência simplificado de uma usina a vapor.	22
Figura 5 - Diferença entre máquinas volumétricas e de fluxo.	23
Figura 6 - Faixas de operação de diferentes tipos de compressores.	24
Figura 7 - Vista detalhada dos componentes principais de um motor a vapor.	26
Figura 8 - Válvula de pistão.	27
Figura 9 - (a) Diagrama T-s (b) Diagrama p-V, do ciclo de Carnot.	28
Figura 10 - (a) Gráfica (p-V) do MRC (b) Gráfico (T-s) do MRC.	29
Figura 11 - Diagrama indicador de um motor a vapor.	30
Figura 12 - Diagrama p-V real do MRC.	31
Figura 13 - Trabalho reversível de expansão e compressão.	33
Figura 14 - Fluxograma do procedimento de análise.	40
Figura 15 - Diagrama p V para determinação do trabalho e pressão.	43
Figura 16 - Discretização do motor a vapor.	48
Figura 17 - Forças atuantes no anel de pistão.	51
Figura 18 - Representação gráfica dos (a) ângulos e (b) do diagrama de pressão vs curso.	53
Figura 19 - Diferença do diagrama p-V obtido por simulação e método manual.	55
Figura 20 - Gráfico de abertura e fechamento das janelas.	56
Figura 21 - Diagrama p-V do motor com os ângulos da Tabela 3.	58
Figura 22 - Tempos de aberturas das janelas.	59
Figura 23 - Representação em corte da válvula de pistão dentro da camisa do distribuidor.	60
Figura 24 - Gráfico de consumo de vapor por <i>rpm</i> em condições ideais sem perda.	61
Figura 25 - Desenho em corte do bloco do motor.	62
Figura 26 - Posicionamento dos anéis após reprojeto.	63
Figura 27 - Abertura e fechamento das janelas com o redimensionamento dos ângulos.	64
Figura 28 - Diagrama p-V do novo dimensionamento dos ângulos de exaustão.	65
Figura 29 - Folgas a temperatura ambiente do (A) pistão e camisa e da (B) válvula de pistão e camisa do distribuidor.	67

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características geométricas do motor a vapor.....	39
Tabela 2 - Dados da caldeira	39
Tabela 3 - Ângulos de abertura e fechamento de válvulas	40
Tabela 4 - Parâmetros de projeto do fabricante.....	42
Tabela 5 - Ângulos ideais de abertura e fechamento das janelas do motor a vapor.....	43
Tabela 6 - Propriedades termodinâmicas do vapor	47
Tabela 7 - Eficiências consideradas.....	48
Tabela 8 - Diâmetro e espessuras das camisas do bloco	50
Tabela 9 - Características do grafite	52
Tabela 10 - Pontos do curso que ocorrem cada evento.	53
Tabela 11 - Razões fracionárias do diagrama p-V.	54
Tabela 12 - Resultados obtidos pelo cálculo do diagrama p-V.	54
Tabela 13 - Resultados obtidos através em software.....	56
Tabela 14 - Resultados da discrepância entre diagrama e simulação.....	57
Tabela 15 - Resultados da simulação dos ângulos atuais.	60
Tabela 16 - Ângulos obtidos através da modificação da geometria do êmbolo.....	64
Tabela 17 - Resultados obtidos com os ângulos da nova geometria da válvula de pistão	65
Tabela 18 – Comparação entre resultados obtidos por cálculo, simulação e dados ideais de operação.....	66

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BP	British Petroleum
Mtoe	Million Tonnes of Oil Equivalent
IEA	International Energy Agency
RC	Rankine Cycle (Ciclo Rankine)
ORC	Organic Rankine Cycle (Ciclo Rankine orgânico)
SE	Steam Engine (Motor a Vapor)
CC	Ciclo de Carnot
ST	Steam Turbine (Turbina a Vapor)
MRC	Modified Rankine Cycle (Ciclo Rankine Modificado)
cut-off	Ponto de Corte
TDC	Top Dead Center (Ponto Morto Superior)
BDC	Bottom Dead Center (Ponto Morto Inferior)
IVO	Intake Valve Open (Abertura da válvula de admissão)
IVC	Intake Valve Close (Fechamento da válvula de admissão)
EVO	Exhaust Valve Open (Abertura da válvula de exaustão)
EVC	Exhaust Valve Close (Fechamento da válvula de exaustão)
rpm	Rotações Por Minuto
PCI	Poder Calorífico Inferior do Combustível
CSP	Concentrated Solar Power (Energia solar concentrada)

LISTA DE SÍMBOLOS

Q_H	Calor fornecido da fonte quente
Q_L	Calor cedido para fonte fria
T	Temperatura
T_H	Temperaturas da fonte quente
T_L	Temperaturas da fonte fria
η_{MRC}	Eficiência do ciclo modificado de Rankine
F	Força
P_1	Pistão 1
P_2	Pistão 2
S_{stroke}	Curso do pistão
W_{rev}	Trabalho reversível
\dot{m}	Vazão mássica
\dot{m}_{total}	Vazão mássica total
\dot{m}_e	Vazão mássica de entrada
\dot{m}_s	Vazão mássica de saída
h	Entalpia
g	Gravidade
z	Altura
V	Velocidade
\dot{Q}	Fluxo de calor
s	Entropia
S_{ger}	Entropia gerada
ψ	Exergia
\dot{W}_{disp}	Potência disponível
\dot{W}_{eixo}	Potência de eixo
\dot{W}_{ind}	Potência indicada
$\dot{W}_{gerador}$	Potência elétrica (gerador)
η_{Carnot}	Eficiência de Carnot
η_{mec}	Eficiência mecânica
η_{trans}	Eficiência de transmissão
η_{Th_ind}	Eficiência térmica indicada
η_{Th_eixo}	Eficiência térmica de eixo
η_{sec_law}	Eficiência térmica de segunda lei
η_{Global}	Eficiência global
\dot{m}_{fuel}	Vazão mássica de combustível
PCI	Poder calorífico inferior
P_{int}	Pressão de admissão do vapor (Absoluta)
T_{int}	Temperatura de entrada do vapor

N	Número de cilindro
Δl	Variação do comprimento
l_0	Comprimento inicial
α	Coefficiente de dilatação térmica
C	Capacidade calorífica
C_v	Calor específico a volume constante
C_p	Calor específico a pressão constante
ΔT	Variação de temperatura
D_{TOP}	Diâmetro do cilindro superior
D_{BOTT}	Diâmetro do cilindro inferior
RPM	Rotação de trabalho
$S_{clearance}$	Altura da folga do cilindro
ϕ_{curso}	Ângulo descrito a cada volta do virabrequim
h_{vap}	Entalpia de entrada do vapor
s_{vap}	Entropia de entrada do vapor
h_0	Entalpia de referência
s_0	Entropia de referência
T_0	Temperatura de referência
X_{o_adm}	Abertura da janela admissão
X_{c_adm}	Fechamento da janela admissão
X_{o_exa}	Abertura da janela exaustão
X_{c_exa}	Fechamento da janela exaustão
p_{amep}	Pressão média efetiva real
p_{tmep}	Pressão média efetiva teórica
K	Fator de diagrama
c	Razão fracionária da folga
x	Razão fracionária do volume comprimido
k	Razão de expansão
r	Razão fracionária do volume admitido
k_{CT}	Condutividade térmica
W_{tot}	Trabalho total
$W_{cont_pressão}$	Trabalho de contra pressão
W_{Motor}	Trabalho desenvolvido pelo motor
$V_{deslocado}$	Volume deslocado
v_{vap}	Volume específico do vapor
P_a	Pressão de admissão do motor
P_b	Pressão de exaustão do vapor
γ	Consumo específico
θ	Ângulo de abertura e fechamento das válvulas
A	Área da face do pistão
n_c	Número de correias

ψ	Fluxo de exergia
D	Diâmetro
ϵ	Espessura
CP	Camisa do pistão principal
CD	Camisa do distribuidor
K	Temperatura em Kelvin
°C	Temperatura em graus Celsius
E	Modulo de elasticidade
σ	Resistência a tração
α_G	Coefficiente de dilatação linear do grafite
α_{Fe}	Coefficiente de dilatação linear do ferro fundido
α_{Al}	Coefficiente de dilatação linear do alumínio
μ_e	Coefficiente de atrito estático
R	Resultados
$\Delta\%$	Percentuais da discrepância
q	Fluxo de calor por unidade de tempo por unidade de área perpendicular ao fluxo

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	17
1.1 .. PANORAMA ENERGÉTICO	17
1.2 .. OBJETIVOS	19
1.2.1. Objetivo geral	19
1.2.2. Objetivo específico.....	20
1.3 .. JUSTIFICATIVA.....	20
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	21
2.1 .. MÁQUINAS TÉRMICAS	21
2.2 .. CICLO DE POTÊNCIA A VAPOR	22
2.3 .. DIFERENÇA E SELEÇÃO DE DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO	23
2.4 .. CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES A VAPOR.....	24
2.5 .. PRINCIPAIS COMPONENTES DO MOTOR A VAPOR.....	26
2.6 .. CICLOS DO MOTOR A VAPOR.....	28
2.6.1. Ciclo de Carnot.....	28
2.6.2. Ciclo de Rankine.....	29
2.6.3. Ciclo de Rankine modificado real.....	31
2.7 .. CONCEITOS TERMODINAMICOS PARA MÁQUINAS TÉRMICAS	32
2.7.1. Trabalho reversível	32
2.7.2. Trabalho Disponível.....	33
2.7.3. Conceito de exergia	33
2.8 .. EFICIÊNCIA DO MOTOR A VAPOR.....	34
2.8.1. Eficiência mecânica	34
2.8.2. Eficiência térmica	35
2.8.3. Eficiência com base na primeira e segunda lei da termodinâmica	35
2.8.4. Eficiência global.....	36
2.9 .. PROPRIEDADES TÉRMICAS DOS MATERIAIS	36
2.9.1. Condutividade térmica	36
2.9.2. Dilatação térmica.....	37
2.9.3. Capacidade calorífica.....	38
3. METODOLOGIA	39
3.1 .. APARATO EXPERIMENTAL	39
3.2 .. DESCRIÇÃO DOS PROCEDIMENTOS PARA ANÁLISE.....	40
3.3 .. PROCEDIMENTO DE ANÁLISE TERMODINÂMICA	42
3.3.1. Metodologia de cálculo da potência a partir do diagrama p-V.....	43
3.3.2. Metodologia de cálculo para eficiência do ciclo.....	46
3.3.3. Metodologia computacional	48
3.4 .. PROCEDIMENTO PARA REPROJETO DOS COMPONENTES	49
3.4.1. Metodologia de cálculo para o dimensionamento do pistão e válvula de pistão .	50
3.4.2. Dimensionamento dos anéis de vedação.....	51
4. RESULTADOS.....	53
4.1 .. RESULTADOS DO CÁLCULO PELO DIAGRAMA p-V PARA ÂNGULOS IDEAIS DE PROJETO.....	53

4.2... RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DA SIMULAÇÃO EM SOFTWARE COM ÂNGULOS IDEAIS	55
4.3... DISCREPÂNCIA ENTRE O CÁLCULO UTILIZANDO O DIAGRAMA (p-V) E A SIMULAÇÃO..	57
4.4... RESULTADOS COM ÂNGULOS DO MOTOR REAL.....	57
4.5... RESULTADOS DE CONSUMO DE VAPOR	61
4.6... RESULTADOS OBTIDOS COM A DIMINUIÇÃO DO TEMPO DE EXAUSTÃO ..	62
4.7... RESUMO DOS PRINCIPAIS RESULTADOS TERMODINÂMICOS.....	66
4.8... RESULTADOS DO DIMENSIONAMENTO DO PISTÃO, VÁLVULA DE PISTÃO E ANÉIS DE VEDAÇÃO	66
5. CONCLUSÕES	68
6. CONSIDERAÇÕES FINAIS	70
6.1... SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	70
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICA	71
APÊNDICE A – VÁLVULA DE PISTÃO (PROJETO ANTIGO).....	75
APÊNDICE B – VÁLVULA DE PISTÃO (REPROJETADA).....	76
APÊNDICE C – CAMISA DO DISTRIBUIDOR.....	77
APÊNDICE D – ANEL DO DISTRIBUIDOR.....	78
APÊNDICE E – ANEL DO PISTÃO.....	79
APÊNDICE F – PISTÃO.....	80
APÊNDICE G – MONTAGEM DOS CONJUNTOS NO BLOCO E FOLGAS.....	81
ANEXO A – INFORMAÇÕES TÉCNICAS DO MOTOR A VAPOR.....	82
ANEXO B - TABELAS TERMODINÂMICAS.....	83

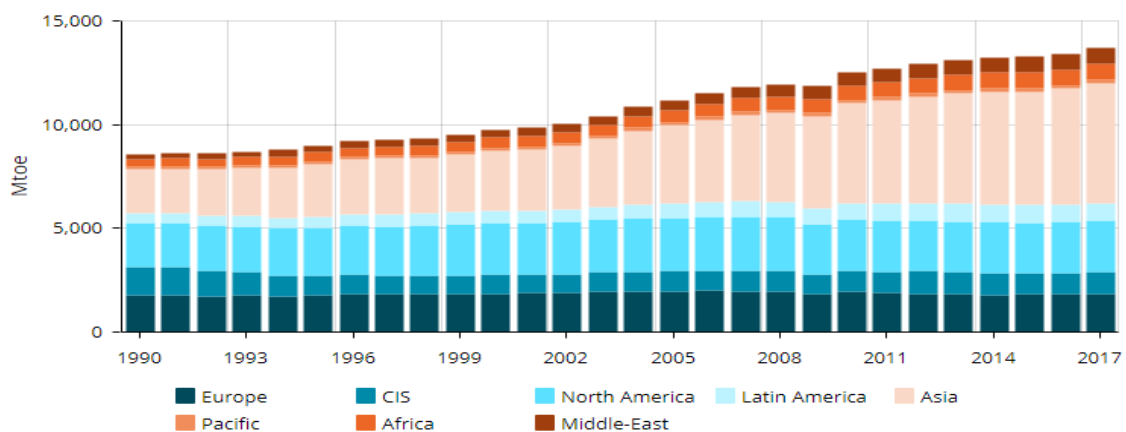
1. INTRODUÇÃO

1.1. PANORAMA ENERGÉTICO

À medida que a riqueza da humanidade aumenta, o consumo de energia cresce. Esse impacto é mais grave quando acompanhado pelo crescimento demográfico e pela migração rural para a cidade (MARTINEZ-ZARZOSO, 2011). De acordo com *United Nations*, hoje cerca de 55% da população mundial vive em áreas urbanas, uma proporção que deverá aumentar para 68% até 2050, sendo que o crescimento da população mundial poderá adicionar outras 2,5 bilhões de pessoas as áreas urbanas até 2050, com cerca de 90% deste aumento ocorrendo na Ásia e na África (UN DESA, 2018). Desde 2009, o consumo global de energia é impulsionado pela China, desencadeada pelo crescimento econômico (Figura 1), sendo que a aceleração no consumo de energia em 2017 foi de 2,3% em comparação com 1,1% de 2016 (ENERDATA, 2018).

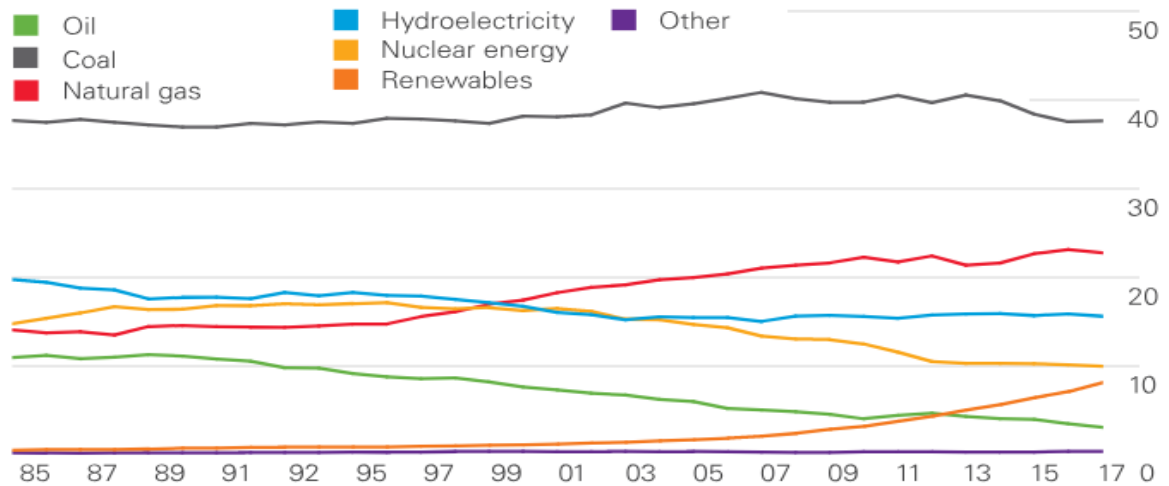
O aumento nas emissões de carbono foi o resultado de um crescimento econômico global robusto (de 3,7%), menores preços de combustíveis fósseis e esforços mais fracos de eficiência energética (REN21, 2018). Segundo dados obtidos pela *BP Global*, o carvão continua sendo a principal fonte de energia do mundo, com uma participação de 38,1% em 2017, quase tanto quanto o gás natural (23,2%) e a hidroeletricidade (15,9%) combinada (Figura 2), as quais ocupam a segunda e a terceira posições respectivamente (BP GLOBAL, 2018).

Figura 1 - Consumo global de energia e tipo de combustível utilizado.



Fonte: ENERDATA (2018)

Figura 2 - Participação na geração global de eletricidade por combustível (porcentagem).



Fonte: BP GLOBAL (2018)

A necessidade de suprir a demanda energética e paralelamente diminuir as emissões de CO₂ conduzem os países a encontrar meios para solucionar esses problemas, uma dessas soluções são as energias renováveis. Segundo a *International Energy Agency* (IEA, 2018), as energias renováveis terão o crescimento mais rápido no setor elétrico, fornecendo quase 30% da demanda de energia em 2023, ante 24% em 2017. Durante esse período, as energias renováveis deverão atender a mais de 70% do crescimento da geração global de eletricidade, liderado pela energia solar. Indicando uma necessidade contínua de aumentar a eficiência de ciclos tradicionais e melhorar o gerenciamento térmico (IRENA, 2018).

A busca por fontes renováveis, redução de CO₂ e melhor aproveitamento energético traz consigo um crescente avanço no desenvolvimento e melhorias em projetos térmicos que buscam extrair o máximo da energia, de forma eficiente e ecológica, que é gerada durante a combustão de máquinas térmica. Sendo boa parte destes estudos direcionados para a recuperação de calor residual, como demonstra o trabalho de SCACCABAROZZI e LIANG . Onde aquele realiza uma análise do desempenho de diferentes tipos de fluidos de trabalho e a otimização do ciclo termodinâmico para recuperação de calor residual de motores pesados (SCACCABAROZZI, 2018). E este avalia um sistema de cogeração baseado no acoplamento de um ciclo Rankine e um sistema de refrigeração por absorção para recuperação de calor residual de um motor marítimo (LIANG, 2018). Tais trabalhos envolvem diretamente o ciclo

Rankine (*Rankine cycle* - RC) ou, mais especificamente, o ciclo Rankine orgânico (*organic Rankine cycle* - ORC) que trabalham com o vapor de baixa qualidade resultante de processos industriais que possui uma faixa de trabalho com uma temperatura ideal para a produção de energia (QUOILIN S. et. al., 2013).

Os estudos desenvolvidos e direcionados ao fornecimento e geração de energia elétrica, principalmente para pequenas escalas e autossustentáveis bem como para áreas remotas, tiveram um desenvolvimento lento, pois motores de combustão interna geralmente são utilizados para suprir estas necessidades. As máquinas de combustão externa são utilizadas para este propósito, pois podem utilizar energias renováveis como solar e biomassa e trabalhar com ciclos de alta eficiência como RC e ORC (VANSLAMBROUCK, B. 2011). Nestes estudos também se inclui, a tecnologia de energia solar concentrada (Concentrated Solar Power - CSP) e os mecanismos de expansão alternativos. Este responsável pela redução da alta pressão das estações de gás natural, ao mesmo tempo em que aproveitam a energia potencial, que antes perdidas em válvulas de redução de pressão, agora podem ser recuperadas ao se acoplar geradores aos mesmos (JANNATABADI M. et. al., 2018). E aquele pela geração de energia térmica através da captação de energia solar de um campo de Heliostatos (conjunto de espelhos direcionáveis e independentes que refletem a luz solar em um receptor estacionário) (BALTA T. M. et. al., 2016; REYES-BELMONTE M. A. et. al., 2019).

Dado este contexto, o trabalho tem por objetivo um estudo termodinâmico e de aprimoramento de um motor a vapor (*Steam engine* - SE), vertical, de um único cilindro e ação dupla, o qual é fabricado pela empresa SFW de Cachoeira do Sul, RS. Este SE é um projeto que visa à microgeração através energias renováveis, tais como, biomassa, solar, metano proveniente de degradação anaeróbica, etc. A análise se baseia em resolver possíveis problemas de projeto do motor, desde problemas envolvendo perda de potência, eficiência e consumo excessivo de vapor, até o projeto de novos componentes, para que sejam atendidos os requisitos especificados.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. Objetivo geral

O objetivo deste trabalho é aprimorar o projeto de um motor a vapor de um único cilindro de dupla ação por meio de uma análise termodinâmica. Pretende-se avaliar o desempenho atual do motor, corrigir problemas de projeto, comparar e reprojeter prováveis

peças que melhorem seu desempenho significativamente. Com este aprimoramento deseja-se melhorar o ciclo termodinâmico, ou seja, reaproveitar o vapor que antes seria descartado, melhorando sua eficiência e tornando o motor menos agressivo ao ambiente de maneira a reduzir as emissões de CO₂.

1.2.2. Objetivo específico

- Avaliar a confiabilidade da simulação em software através da comparação de resultados com os cálculos de um diagrama p-V.
- Utilizar o software GT-Power para avaliar o desempenho de um motor a vapor.
- Otimizar o ciclo termodinâmico.
- Reprojetar os componentes internos do motor buscando o melhor desempenho.

1.3. JUSTIFICATIVA

A crescente demanda energética e o aumento da utilização de energias renováveis faz com que as empresas que produzem máquinas térmicas para geração de energia busquem por melhorias em seus projetos para torna-los mais competitivos no mercado. Para tanto, o estudo e o desenvolvimento de novas formas de minimizar perdas e aumentar a eficiência dos sistemas é imprescindível.

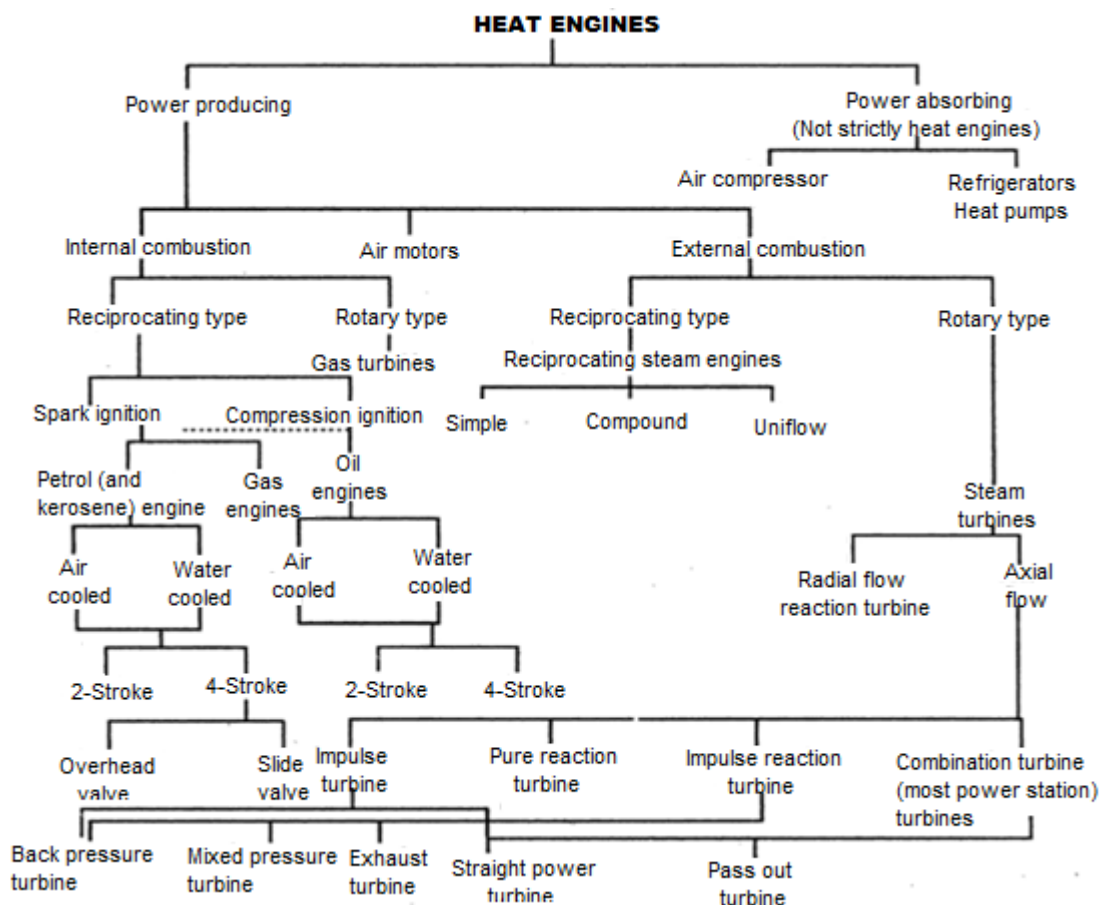
A análise térmica é fundamental para se determinar a eficiência da máquina térmica e o limite que a mesma pode ter se projetada adequadamente. Além disto, o seu estudo pode proporcionar diferentes perspectivas de resolução de um mesmo problema ao mesmo tempo em que mostra pontos que podem ser melhorados.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. MÁQUINAS TÉRMICAS

A primeira máquina térmica (eolípila) que demonstrou o potencial do vapor teve seu surgimento em 150 A.C, construída por Héron de Alexandria (SPEAR, 2008). Desde então, estudos sobre tais dispositivos que convertem energia química de combustíveis em energia térmica e se utilizam desta energia para produzir trabalho útil vem sendo aprofundados (RAJPUT, 2005). Essas máquinas podem ser classificadas em uma ampla faixa de conceitos e aplicações, sendo a classificação mais usual a diferenciação do local onde ocorre a combustão, ou seja, se ocorre interna ou externamente (GUPTA, 2016). Como se pode observar na Figura 3, os motores a vapor são classificados como máquinas de produção de potência, nas quais a combustão é externa e pertencem ao grupo de motores do tipo recíproco.

Figura 3 - Classificação dos motores térmicos



Fonte: Adaptado de RAJPUT (2010)

2.2. CICLO DE POTÊNCIA A VAPOR

No ciclo de potência a vapor, o fluido de trabalho existe na fase de vapor durante uma parte do ciclo e na outra parte se encontra na fase líquida (JUNIOR, V. O. 2009). Por mais que o Ciclo de Carnot (CC) seja um ciclo ideal quando se almeja uma alta eficiência, ele não é ideal para ser utilizado em usinas a vapor, dada a dificuldade que o mesmo apresentaria de bombear uma mistura bifásica e entregá-la apenas como água saturada (DOMKUNDWAR, 2006). A solução é utilizar um ciclo termodinâmico derivado do ciclo de potência de vapor de Carnot para superar suas limitações. O Ciclo de Rankine (RC) foi desenvolvido para superar tais limitações fornecendo uma condensação completa do vapor de água no condensador e em seguida bombear a água isentropicamente para a pressão da caldeira (SINGH, 2003). Sendo por este motivo, o RC é o ciclo mais comumente encontrado em usinas de geração de energia térmica (ZHOU, 2017). A Figura 4 mostra os principais componentes de uma usina que opera com ciclo de potência a vapor. O ciclo é descrito pelos seguintes processos:

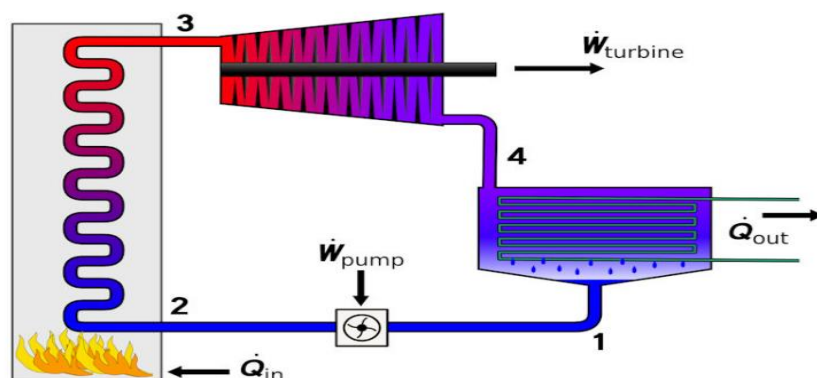
2-3: A energia térmica liberada pela combustão no interior da fornalha é utilizada para vaporizar a água em uma caldeira.

3-4: O vapor produzido na caldeira é expandido em uma turbina a vapor obtendo trabalho útil.

4-1: O vapor que sai da turbina (ST – steam turbine) ou do motor (SE – steam engine) é condensado.

1-2: O vapor condensado é bombeado de volta para a caldeira até o seu estado inicial, constituindo um ciclo.

Figura 4 - Ciclo de potência simplificado de uma usina a vapor.

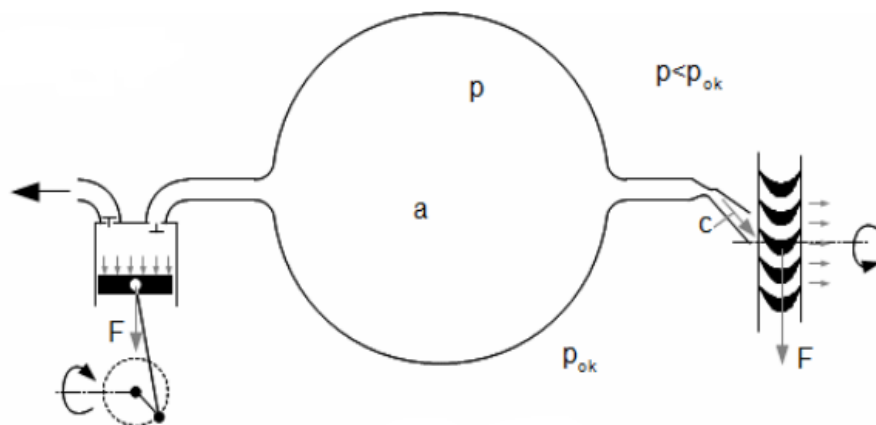


Assim, a usina a vapor opera no ciclo de potência fechado, no qual o fluido de trabalho é alternativamente vaporizado e condensado em um sistema cíclico em dispositivos separados e com boa eficiência (CENGEL, 2015). Ao contrário das máquinas modernas, os primeiros motores possuíam grandes perdas, acarretadas pela necessidade de reaquecer o cilindro a cada ciclo, pois o mesmo exercia a função de condensador, o que reduz sensivelmente sua eficiência (PEABODY, 1889).

2.3. DIFERENÇA E SELEÇÃO DE DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO

Em usinas de potência a vapor, dois principais tipos de expansores são geralmente utilizados. Estes dispositivos são classificados em duas categorias: as turbinas, que são máquinas de fluxo ou dinâmicas, e as máquinas de deslocamento positivo ou volumétrico. A Figura 5 mostra simplificada a diferença entre os dois sistemas. Em equipamentos que se utilizam de expansores de fluxo o trabalho realizado é de maneira contínua através da máquina, não confinando o fluido entre as paredes do dispositivo, já em equipamentos que se utilizam de expansores volumétricos o trabalho é realizado com o confinamento do fluido entre as paredes, sendo a fronteira a que realiza trabalho (HENN, 2012).

Figura 5 - Diferença entre máquinas volumétricas e de fluxo.

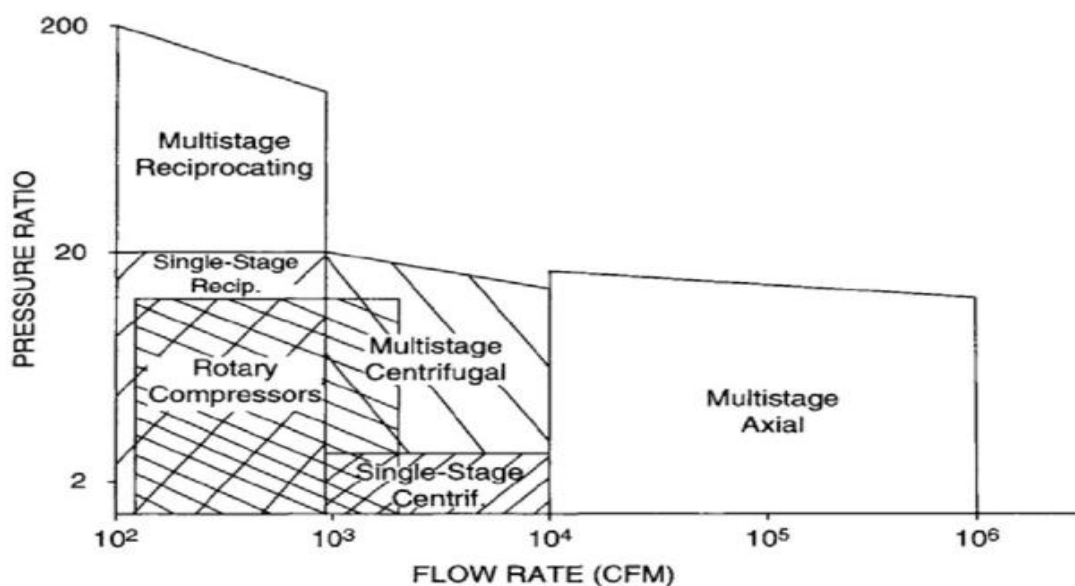


Fonte: ŠKORPÍK (2012).

Em geral, os expansores de deslocamento positivo são mais adequados em comparação com as turbinas para aplicações de RC, por que os mesmos operam com baixas taxas de fluxo mássico e podem atuar em altas pressões (DUMONT, 2017).

Para muitos projetos de expansores se faz uso de parâmetros de caracterização e desempenho de compressores, estes dispositivos são mais desenvolvidos e investigados se comparados aos expansores. Operando com processo reverso um do outro, ambos compartilham semelhanças de design e geometria (HE e WANG, 2018). A Figura 6 representa a faixa de operação de diferentes tipos de compressores, os quais podem ser usados para projetos de máquinas de expansão.

Figura 6 - Faixas de operação de diferentes tipos de compressores



Fonte: HE e WANG (2018).

2.4. CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES A VAPOR

O SE, termo geralmente aplicado somente a motores recíprocos, é uma máquina térmica que realiza trabalho mecânico, fazendo-se uso do vapor como fluido de trabalho. Estes motores são classificados segundo requisitos e restrições de aplicação apresentados por SINGH e DOMKUNDWAR em seu trabalho (SINGH, 2003; DOMKUNDWAR, 2006), as principais são:

a) Com base em sua velocidade:

1) Motores de velocidade alta: velocidades superiores a 250 rpm.

- 2) Motores de velocidade média: velocidades entre 100 e 250 rpm.
- 3) Motores de velocidade baixa: velocidades abaixo de 100 rpm.

b) Com base no tipo de ação do vapor: dependendo se o vapor atua em ambos os lados do pistão ou somente em um lado do pistão, o motor pode ser classificado como motor a vapor de ação dupla ou motor a vapor de ação simples. No caso do motor de ação simples de dois cursos de pistão, isto é, de avanço e recuo, apenas um curso é usado para a saída de trabalho. Enquanto no motor de dupla ação, os cursos de pistão para frente e para trás são utilizados para a saída de trabalho, alternativamente, isto é, a expansão do vapor ocorre de ambos os lados do pistão alternativamente. Teoricamente, pode-se dizer que a potência desenvolvida a partir do motor de dupla ação será quase o dobro da potência desenvolvida a partir do motor a vapor de ação simples.

c) Baseado no tipo de exaustão: se o vapor do escape é direcionado para a atmosfera ou para um condensador. Sendo que uma maior eficiência é atingida pelo uso de um condensador, este geralmente se encontrando a uma pressão abaixo da atmosférica, a qual proporciona uma saída de trabalho maior no motor.

d) Baseado no tipo de controle do motor: podem ser do tipo de regulagem de aceleração, sendo que com esse método a velocidade é controlada por uma válvula (tipo D ou tipo pistão) no tubo de admissão do vapor, que regula a pressão. E por corte automático, o qual controla a quantidade de vapor admitido no cilindro enquanto a pressão de entrada do vapor permanece constante.

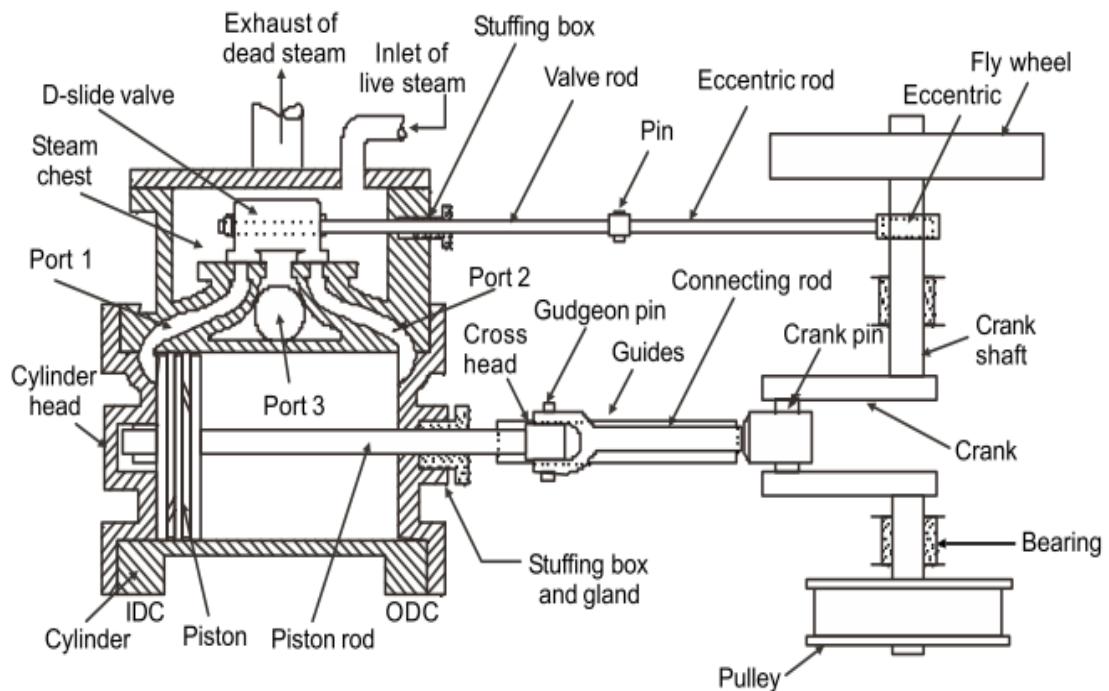
e) Baseado no número de cilindros: quando o vapor é expandido em um único cilindro é chamado de “motor a vapor simples”. O motor pode ter a expansão do vapor ocorrendo em mais de um cilindro, como a expansão ocorrendo no cilindro de alta pressão e no cilindro de baixa pressão etc. Esse motor a vapor com expansão em mais de um cilindro sequencialmente é denominado “motor a vapor composto”. O motor a vapor composto com três cilindros pode ter um cilindro chamado de cilindro de alta pressão, o segundo cilindro como cilindro de pressão intermediária e o terceiro cilindro como cilindro de baixa pressão.

f) Com base em sua aplicação, sendo do tipo: estacionário, marítimo ou de locomotiva.

2.5. PRINCIPAIS COMPONENTES DO MOTOR A VAPOR

Alguns componentes principais para o estudo de parâmetros, tanto de desempenho quanto de funcionamento, de um motor a vapor recíproco de dupla ação, são descritos e detalhados como mostrado na Figura 7 (SINGH, 2003).

Figura 7 - Vista detalhada dos componentes principais de um motor a vapor.

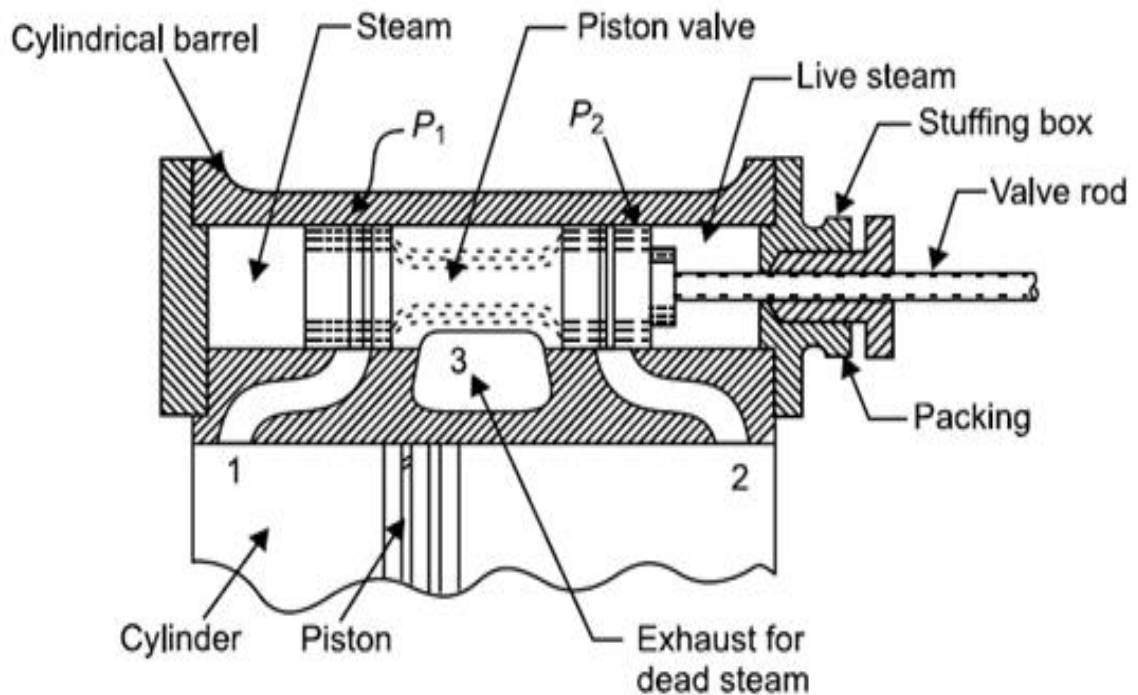


Fonte: SINGH (2003)

- ▶ Pistão: o pistão é o componente que transmite trabalho para o virabrequim através da ação do vapor.
- ▶ Anéis de vedação: os anéis de vedação são colocados sobre o pistão e válvula em ranhuras circunferenciais. São geralmente dois ou três, de modo a evitar vazamentos. Portanto, mais de um anel é colocado sobre o pistão com extremidades separadas escalonadas, de modo que não ocorra vazamento através dessas aberturas. Anéis têm elasticidade suficiente para exercer força contínua na parede do cilindro para evitar vazamento.

- ▶ Manivela e eixo da manivela: o movimento recíproco do cabeçote cruzado “Cross- Head” é transmitido ao pino da manivela através da biela e pode ser transformado em movimento rotativo do virabrequim devido à geometria típica que o mesmo possui.
- ▶ Excêntrico: executa a função de transformar apenas o movimento rotativo do virabrequim em movimento alternativo da haste da válvula.
- ▶ Válvula de pistão: a válvula de pistão, ou “carretel” (Figura 8), tem um tipo de pistão-cilindro para regular a abertura e fechamento de diferentes janelas. Dois pistões (P_1 e P_2) na haste da válvula tem por objetivo injetar vapor de alta pressão e rejeitar vapor de baixa pressão, alternadamente. Estas válvulas de pistão também sofrem de desvantagens de estrangulamento do vapor devido à abertura e fechamento lentos das janelas. Os pontos de admissão de vapor de corte e escape, etc. não são independentemente ajustáveis. A Figura 8 mostra as principais partes compostas pela válvula de pistão.

Figura 8 - Válvula de pistão

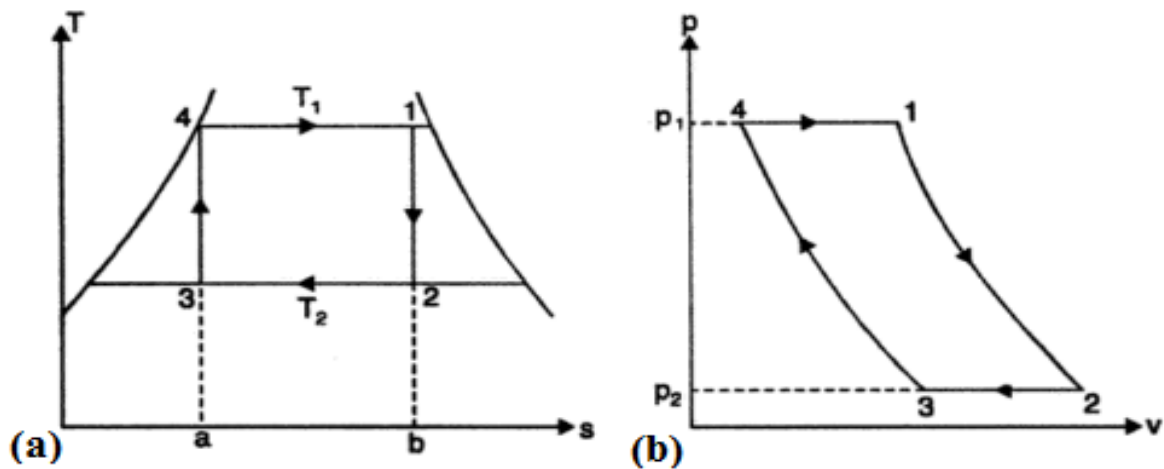


2.6. CICLOS DO MOTOR A VAPOR

2.6.1. Ciclo de Carnot

Um motor térmico, que recebe calor de um reservatório de alta temperatura e rejeita o calor para um reservatório de baixa temperatura, opera em um ciclo no qual todo processo é reversível, este ciclo é chamado de ciclo de Carnot (CC). Processos reversíveis não ocorrem na natureza devido à geração de entropia, mas o estudo do CC tem como base estabelecer um limite máximo ideal, no qual, um motor térmico poderia trabalhar se não houvesse nenhuma perda (RAJPUT, 2010; SONNTAG, 2012). A Figura 9 mostra os diagramas de temperatura por entropia (T-s) e pressão por volume (p-V) respectivamente, os diagramas consistem em duas operações a pressão constante (4-1) e (2-3) e duas adiabáticas (1-2) e (3-4).

Figura 9 - (a) Diagrama T-s (b) Diagrama p-V, do ciclo de Carnot.



Fonte: RAJPUT (2010)

Sendo a área do diagrama da Figura 9-b, o trabalho desenvolvido por uma máquina térmica que consiste entre a diferença de calor recebido de uma fonte de alta temperatura (Q_H) e rejeitado para uma fonte de baixa temperatura (Q_L). A sua eficiência pode ser calculada através da equação (1) e pode ser escrita em função de suas temperaturas, Onde $T_L = T_2$ e $T_H = T_1$ são as temperaturas da fonte fria e da fonte quente respectivamente.

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = \frac{(T_1 - T_2) \cdot (s_2 - s_3)}{T_1(s_2 - s_3)} = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (1)$$

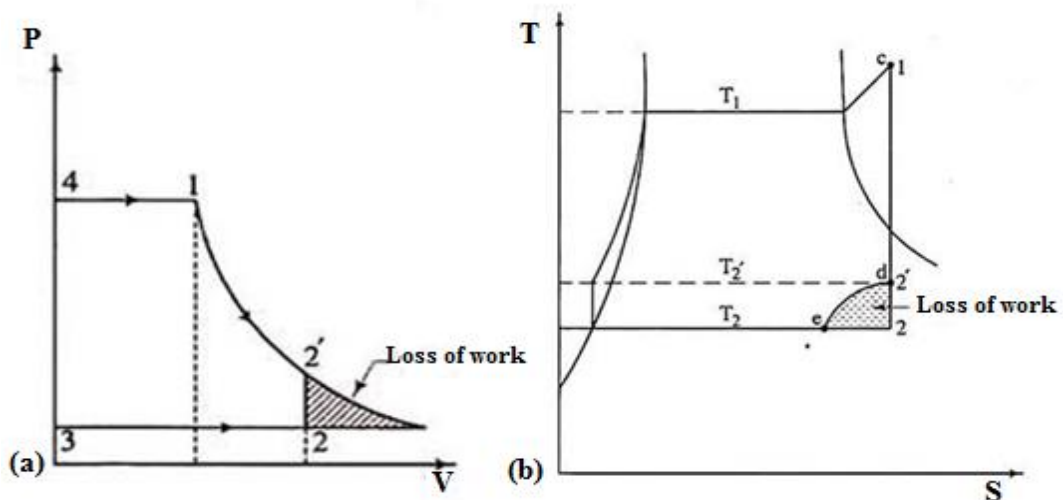
2.6.2. Ciclo de Rankine

2.6.2.1. Ciclo de Rankine modificado ideal

Em usinas, o vapor não é expandido até a pressão do condensador e este acaba por ser liberado a uma pressão mais alta que a pressão do mesmo. Esta liberação antecipada causa redução na eficiência dado o fato da área do trabalho do ciclo ser reduzida enquanto o calor fornecido por ciclo permanece o mesmo (YADAV R., 2004). Este ciclo é conhecido como ciclo de Rankine modificado (*modified Rankine cycle* - MRC) e o motivo para a liberação antecipada é que em uma pressão mais baixa o volume específico de vapor se torna alto, sendo assim, para acomodar este vapor em uma rápida expansão é necessário um grande volume do cilindro. Com isso, o trabalho extra obtido é pequeno e torna desvantajoso continuar a expansão do vapor (DUMONT, 2017). Na Figura 10, os seguintes processos são descritos:

- ▶ 4 - 1: Admissão do vapor de alta pressão no cilindro do motor.
- ▶ 1 - 2': Expansão isentrópica do vapor no cilindro do motor.
- ▶ 2 - 3: Exaustão do vapor no condensador ou na atmosfera.

Figura 10 - (a) Gráfica (p-V) do MRC (b) Gráfico (T-s) do MRC.



Fonte: Adaptado de SINGH (2003).

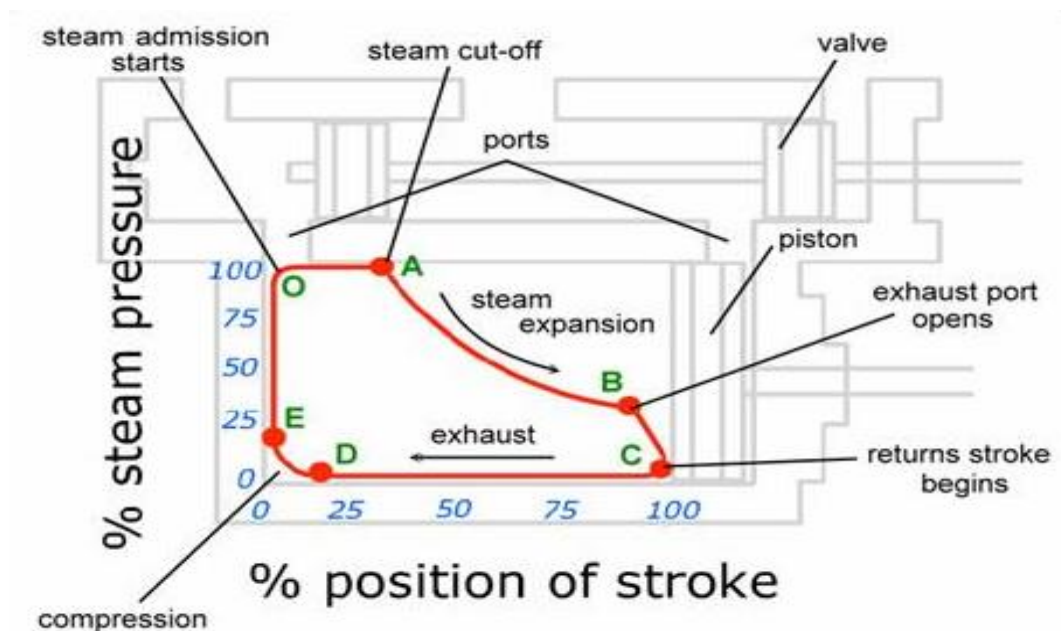
Os digramas descritos na Figura 10, representam a forma quase perfeita do ciclo, a qual permitiria uma conversão de energia mais eficiente em determinados parâmetros ideais durante seu ciclo de trabalho. A área correspondente da Figura 10-a, representa a eficiência do MRC dada na equação (2).

$$\eta_{MRC} = \frac{\text{Trabalho realizado durante o ciclo}}{\text{calor fornecido pelo vapor no cilindro}} \quad (2)$$

A Figura 11 mostra mais detalhadamente o diagrama de pressão por volume (p - V) ou pressão por curso (p - S_{stroke}) do MRC, que ocorre internamente no cilindro do motor, onde são compostos pelos pontos de admissão, expansão, exaustão e compressão. Sendo esses eventos completos a cada volta do virabrequim ou dois cursos do pistão (360°). Estes eventos são controlados por uma válvula que trabalha adjacente ao cilindro.

A válvula que proporciona estes eventos realiza o controle da vazão de vapor, ou seja, controla a duração de cada período (Figura 11). O ponto onde ocorre o fechamento da válvula de admissão é chamado de ponto de corte (*cut-off*). O ponto de *cut-off* está diretamente ligado a potência, eficiência e consumo de vapor do SE.

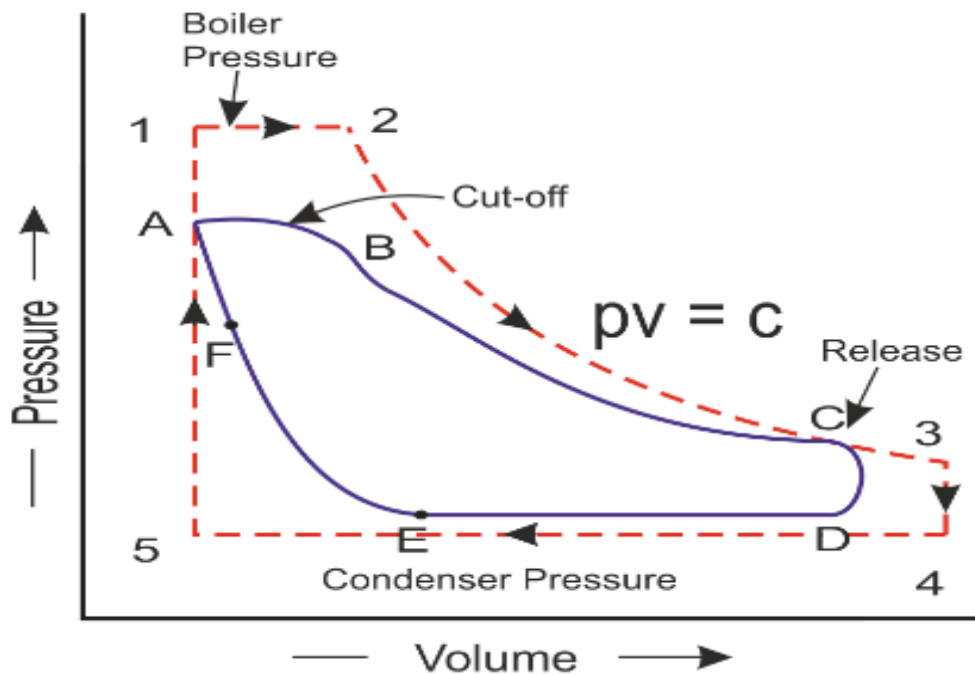
Figura 11 - Diagrama indicador de um motor a vapor



2.6.3. Ciclo de Rankine modificado real

Comparando-se o MRC ideal com o real, o real reflete as possibilidades técnicas e as condições termodinâmicas individuais dos processos que ocorrem no cilindro do motor (Figura 12).

Figura 12 - Diagrama p-V real do MRC.



Fonte: MECHANICALTUTORIAL.COM(2012).

A diferença entre o diagrama real e o ideal é descrito resumidamente com base na Figura 12, como:

- ▶ A queda de pressão na linha de A-B, depois do ponto morto superior (top dead center - TDC), é devido principalmente a perda de pressão por condensação do fluido no tubo de admissão e o estrangulamento da válvula de admissão.
- ▶ A curvatura em B no diagrama representando o ponto de cut-off, este ponto existente por causa do fechamento lento da válvula de admissão.

- ▶ A linha B-C do diagrama possui expansão menor que a linha teórica, causada devido a diferença de pressão inicial. A linha não é totalmente hiperbólica, devido condensação do vapor no início da admissão e reevaporação no final da expansão.
- ▶ Exaustão no ponto C acontece antes do pistão atingir o ponto morto inferior (bottom dead center - BDC), pelo fato de não haver uma queda instantânea da pressão.
- ▶ Arredondamento de da linha C- D devido abertura da válvula de escape não ser instantânea.
- ▶ No ponto E ocorre o fechamento da válvula de exaustão antes que o pistão chegue ao final do curso. O vapor retido serve como um amortecedor, suavizando a mudança da compressão para a admissão.
- ▶ No ponto F, ocorre a admissão antes que o cilindro possa chegar ao TDC, reduzindo o trabalho feito pelo motor.

2.7. CONCEITOS TERMODINAMICOS PARA MÁQUINAS TÉRMICAS

2.7.1. Trabalho reversível

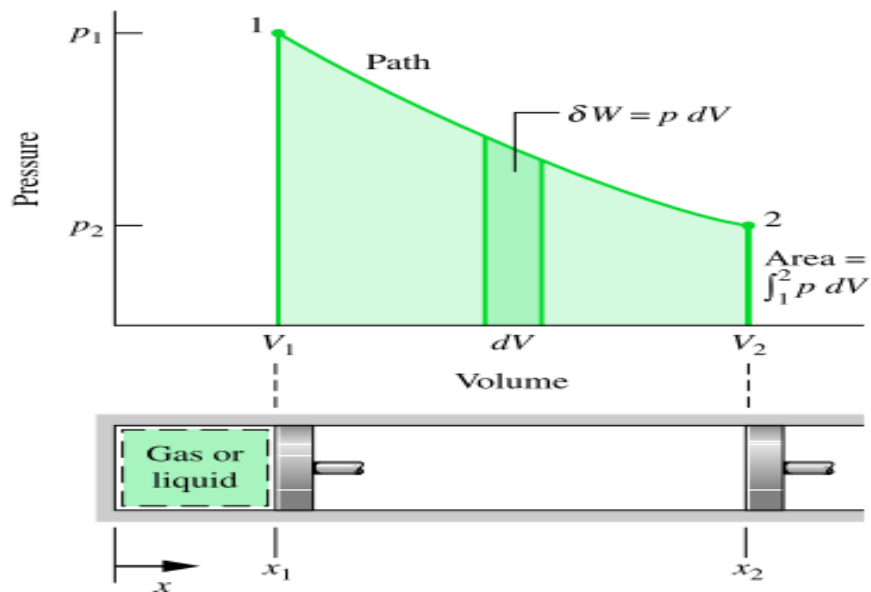
O trabalho reversível pode ser descrito como uma parte do calor que foi transformado em trabalho a partir de uma máquina térmica cíclica, sendo que esse trabalho não depende somente dos estados iniciais e finais, mas também da natureza do processo (SILVA, 2009). O trabalho reversível de alguns equipamentos como bombas e compressores é dado pela equação (3) que é a integral da área do diagrama p -V (Figura 13) mais a soma da energia cinética e potencial.

$$W_{rev} = - \int_1^2 v. dP + m. \left[\frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + (Z_1 + Z_2).g \right] \quad (3)$$

Desconsiderando as variações da energia cinética e potencial e integrando a equação, se obtém o trabalho reversível no tempo dado na equação (4). Onde (\dot{m}) e (h) correspondem à vazão mássica e a entalpia respectivamente, de entrada e saída.

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_e \cdot h_e - \dot{m}_s \cdot h_s \quad (4)$$

Figura 13 - Trabalho reversível de expansão e compressão



Fonte: MORAN & SHAPIRO (2010).

2.7.2. Trabalho Disponível

Processos que realizam trabalho interno e externo reversíveis produzem uma quantidade de trabalho máxima entre dois estados quaisquer, levando em conta a primeira lei da termodinâmica, o trabalho disponível por unidade de tempo é dado pela equação (5) (MORAN & SHAPIRO, 2010).

$$\dot{W}_{disp} = \dot{m}_e \cdot \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) - \dot{m}_s \cdot \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) - \dot{Q}_0 \quad (5)$$

2.7.3. Conceito de exergia

O conceito de exergia foi introduzido há mais de 60 anos para substituir termos como capacidade de trabalho técnico, energia disponível e disponibilidade (MOROSUK, 2018). A exergia é uma medida da qualidade da energia, indicando o trabalho máximo que pode ser

extraído de um sistema que só interage com seu ambiente, ou o trabalho mínimo necessário para obter um determinado estado das condições ambientais. Ao contrário da energia, a exergia não é conservada. Todas as irreversibilidades do processo levam à destruição exergetica (ZEMANSKY, 1997; AUSTBØ, 2014). A equação da exergia baseada na irreversibilidade do sistema, correspondente a segunda lei da termodinâmica é dada pela equação (6). Onde os termos (V) , (g) , (z) , (h_0) , (s) , (s_0) e (T_0) correspondem a velocidade, gravidade, altura, entalpia de referência, entropia de entrada, entropia e temperatura de referência, respectivamente.

$$\psi = \left(h - T_0 \cdot s + \frac{V^2}{2} + g \cdot z \right) - (h_0 - T_0 \cdot s_0 + g \cdot z_0) \quad (6)$$

2.8. EFICIÊNCIA DO MOTOR A VAPOR

A eficiência dos motores reais é sempre inferior a do ciclo de Carnot e uma das causas da baixa eficiência é ocasionada pelo fato do vapor ser gerado em uma caldeira a pressão constante e levado ao motor através de tubos, sofrendo perdas por radiação, convecção e perdas de carga devido ao atrito com as paredes da tubulação. Além disso, há perdas internas irreversíveis por fricção, vazamentos, perda de calor e condensação parcial do vapor (DOMKUNDWAR et.al. 2006; ŠKORPÍK, 2012). Com isso, existe varias eficiências que devem ser consideradas para o desempenho de um motor a vapor.

2.8.1. Eficiência mecânica

A eficiência mecânica (η_{mec}) depende principalmente do mecanismo do motor e é dada pela razão entre a potência de eixo (\dot{W}_{eixo}) e a potência indicada do motor (\dot{W}_{ind}), equação (7). Normalmente essa eficiência se mantém em torno de 80 a 94%.

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\dot{W}_{ind}} \quad (7)$$

Quando a força mecânica não é transmitida para um gerador diretamente pelo eixo, mas sim por polias, a equação da eficiência de transmissão pode ser utilizada e dada pela equação (8). Onde o sub-índice "n_c" corresponde a o número de correias.

$$\eta_{trans} = \frac{n_c \sqrt{\dot{W}_{eixo}}}{\sqrt{\dot{W}_{ind}}} \quad (8)$$

2.8.2. Eficiência térmica

A eficiência térmica indicada (η_{Th_ind}) é a razão da energia fornecida como trabalho indicado no tempo, pela energia térmica provida pelo vapor no cilindro, equação (9). Normalmente sua eficiência varia entre 17 a 24% (YADAV et.al., 1989; LEWITT E. H., 1957).

$$\eta_{Th_ind} = \frac{\dot{W}_{ind}}{\dot{m} \cdot (h_e - h_s)} \quad (9)$$

Se a medição de potência se der no eixo, a eficiência térmica será de eixo, como demonstrado pela equação (10). Geralmente ficando entre 14% a 21% (YADAV et.al., 1989; LEWITT E. H., 1957).

$$\eta_{Th_eixo} = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\dot{m} \cdot (h_e - h_s)} \quad (10)$$

2.8.3. Eficiência com base na primeira e segunda lei da termodinâmica

A eficiência térmica pela segunda lei da termodinâmica (η_{sec_law}) nos possibilita saber o quanto da eficiência de Carnot está sendo utilizada pelo sistema. Equação (13) (THIEL, 2014).

$$\eta_{sec_law} = \frac{\eta_{Th_ind}}{\eta_{Carnot}} \quad (11)$$

Segundo THIEL (2014) a eficiência pela segunda lei pode ser escrita em função da razão entre o trabalho reversível realizado (\dot{W}_{rev}) e a soma do trabalho reversível e irreversível. Onde o trabalho irreversível é representado pelo produto da geração de entropia e a temperatura do estado morto, equação (12).

$$\eta_{sec_law} = \frac{\dot{W}_{rev}}{\dot{m} \cdot (p \cdot dv + T \cdot (s_0 - s))} \quad (12)$$

2.8.4. Eficiência global

Em toda a usina de geração de energia sempre se torna necessário saber se a mesma é eficiente ou não, principalmente para achar maneiras de melhorar seu projeto térmico. Com isso, pode-se estimar sua eficiência global (η_{Global}), que pode ser definida como a relação entre a potência desenvolvida pelo motor e a energia térmica fornecida pelo combustível na caldeira, equação (13). Onde (\dot{m}_{fuel}) representa a vazão mássica de combustível e (PCI) o poder calorífico inferior do combustível.

$$\eta_{Global} = \frac{\dot{W}_{eixo}}{\dot{m}_{fuel} \cdot (PCI)} \quad (13)$$

2.9. PROPRIEDADES TÉRMICAS DOS MATERIAIS

As propriedades térmicas dos materiais dizem respeito à maneira como estes se comportam quando submetido a variações de temperatura. Entre estas propriedades, as mais críticas para os sólidos quando utilizados na prática, são a condutividade térmica que é a capacidade de um material transferir calor, a dilatação térmica que é a variação da dimensão de um sólido quando submetido a variação de temperatura e a capacidade calorífica sendo a medida da capacidade de um material absorver calor. Estas propriedades são específicas para cada tipo de material (CALLISTER, 2002).

2.9.1. Condutividade térmica

Condutividade térmica é a capacidade que um material possui de transmitir calor de uma região de alta temperatura para uma de baixa. Está transmissão de calor tende a continuar enquanto existir uma diferença de temperatura, ou seja, até que se estabeleça o equilíbrio térmico (LAWRENCE H. & VAN VLACK. 2000). A equação (14) caracteriza a habilidade do material de transferir calor, onde (q) representa o fluxo de calor por unidade de tempo por

unidade de área perpendicular ao fluxo (W/m^2), (k) é a condutividade térmica ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) e (dT/dx) é o gradiente de temperatura através do meio de condução (K/m).

$$q = -k \frac{dT}{dx} \quad (14)$$

A transmissão de calor por condução ocorre tanto por ondas de vibração do reticulado (fônons), causadas por uma excitação mecânica associada a agitação natural existente em todo o sistema sujeito a uma temperatura finita, e por elétrons livres que são elétrons energizados devido a um salto quântico e que possuem um ligação muito fraca, se movimentando livremente (PEREZ C.S. 2000). Sendo que nos metais, por causa do elevado número de elétrons livre, a condução é mais propícia e muito maior que outros tipos de materiais como cerâmicos, polímeros e compósitos. Em compensação, os materiais cerâmicos devido ao número reduzido de elétrons livres tem a condução de calor realizada por fônons sendo que os mesmos não são efetivos na transmissão, devido a isso os materiais cerâmicos são tidos como isolantes térmicos (DONALD R. et al, 2008).

2.9.2. Dilatação térmica

Na maioria dos materiais sólidos quando se é fornecido energia térmica, seus átomos tendem a aumentar a velocidade de oscilação, fazendo os mesmos ocupar um espaço maior, conseqüentemente esse material se torna maior, ou seja, sofre uma dilatação. No sentido inverso, quando se é retirado calor de um sólido, a velocidade de vibração se torna cada vez menor, conseqüentemente o material tem uma contração (SHACKELFORD J. F. 2005).

A dilatação ou contração dos materiais devido ao aquecimento ou resfriamento tem como consequência uma mudança de comprimento. Está variação no comprimento pode ser expressa pela equação (15), onde (l_0) é o comprimento inicial, (α) é o coeficiente de dilatação térmica e (ΔT) é a variação de temperatura a qual o material é submetido.

$$\Delta l = l_0 \times \alpha \times \Delta T \quad (15)$$

O coeficiente de dilatação térmica (α) é uma propriedade que representa a capacidade de um material de dilatar-se com o aumento de temperatura. Existe uma boa correlação entre

o coeficiente de expansão térmica e a energia de ligação química entre os átomos, onde materiais em que as ligações químicas são fortes apresentam o coeficiente de expansão térmica baixo. Isto porque a dilatação térmica está associada à variação assimétrica da energia (ou força) de ligação com a distância entre os átomos. Ou seja, durante o aquecimento os átomos do material aumentam a frequência e a amplitude de vibração e como as forças de repulsão são sempre maiores que as de atração, a distância média entre os átomos também aumenta (SANTOS 2010).

2.9.3. Capacidade calorífica

A capacidade calorífica é uma representação de uma dada quantidade de energia exigida para produzir um aumento unitário de temperatura, ou seja, é uma propriedade que indica a habilidade de um material em absorver calor de sua vizinhança. Sendo expressa matematicamente como indicada na equação (19), onde (C) é a capacidade calorífica, (dQ) a energia necessária para produzir um aumento na temperatura em (dT).

$$C = \frac{dQ}{dT} \quad (16)$$

A capacidade calorífica por unidade de massa é usualmente representada pelo calor específico, onde ($J/kg.K$) ou ($cal/g.K$) são as unidades usadas. As siglas C_v e C_p são frequentemente usadas para representar os calores específicos a volume constante e a pressão constante, respectivamente (CALLISTER, 2002).

3. METODOLOGIA

3.1. APARATO EXPERIMENTAL

Um motor a vapor vertical de um único pistão de dupla ação foi utilizado para realizar a análise termodinâmica. A mesma se encontra na cidade de Cachoeira do Sul e é usada como um protótipo de estudo para melhorar suas características de projeto.

Para a análise termodinâmica se fez uso de características geométricas, medidas do motor, descritas na Tabela 1, bem como parâmetros termodinâmicos de temperatura e pressão da caldeira na Tabela 2. Foram utilizados cálculos baseados na área de um diagrama p-V para uma investigação preliminar e verificação de dados da abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão. A partir destes cálculos foram realizadas comparações com o modelo no software GT-Power, no qual se pretende simular as condições termodinâmicas e proporcionar uma observação mais detalhada do sistema.

Tabela 1 - Características geométricas do motor a vapor

Parâmetro	Símbolo	Descrição
Curso do pistão	S_{piston}	145 mm
Diâmetro do cilindro superior	D_{TOP}	290 mm
Diâmetro do cilindro inferior	D_{BOTT}	233,5 mm
Frequência de trabalho	RPM	750 rpm
Altura da folga do cilindro superior	$S_{clearance}$	6,25 mm

Tabela 2 - Dados da caldeira

Parâmetro	Símbolo	Descrição
Pressão de admissão do vapor (Absoluta)	P_{int}	15 bar
Temperatura de entrada do vapor	T_{int}	498,15 K
Volume específico do vapor	u_{vap}	0,142 $\frac{m^3}{kg}$

As medições dos ângulos foram realizadas manualmente utilizando-se marcações no volante de inércia, ao movimenta-lo observou-se a movimentação do pistão de trabalho e do

pistão de distribuição do vapor. A Tabela 3 se refere aos ângulos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão do SE.

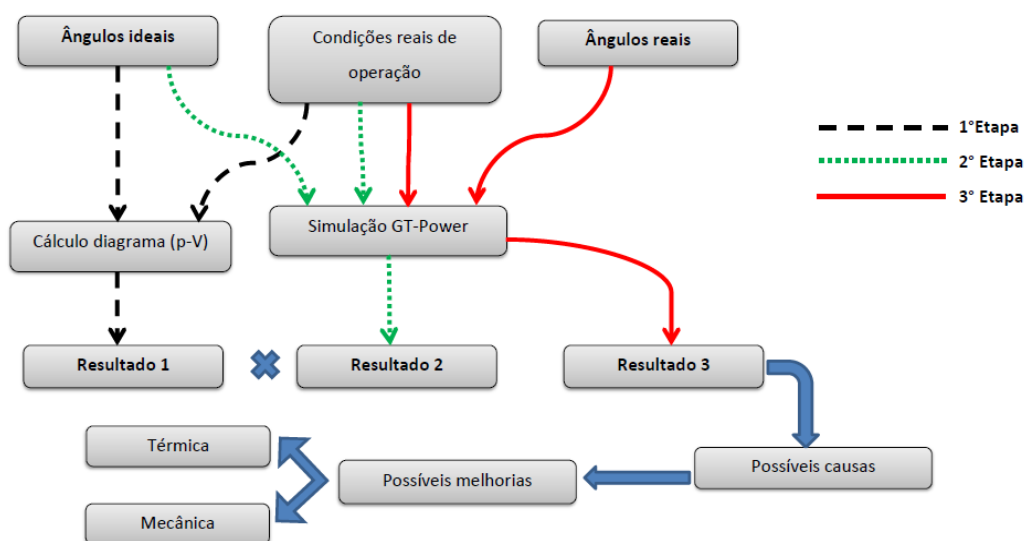
Tabela 3 - Ângulos de abertura e fechamento de válvulas

Ângulos de abertura e fechamento das válvulas	Símbolo	Descrição
Abertura da admissão (lado superior)	IVO	1,5°BTDC
Fechamento da admissão (lado superior)	IVC	158°ATDC
Abertura da exaustão (lado superior)	EVO	143,0°ATDC
Fechamento da exaustão (lado superior)	EVC	14,0°ATDC
Abertura da admissão (lado inferior)	IVO	15°ABDC
Fechamento da admissão (lado inferior)	IVC	15°BTDC
Abertura da exaustão (lado inferior)	EVO	30°BTDC
Fechamento da exaustão (lado inferior)	EVC	30°ABDC

3.2. DESCRIÇÃO DOS PROCEDIMENTOS PARA ANÁLISE

O procedimento de análise é constituído por três etapas. Onde a primeira foi realizada através do cálculo do diagrama p-V e as demais pelo software GT-Power, Figura 14.

Figura 14 – Fluxograma do procedimento de análise.



Os cálculos baseados na área de um o diagrama p-V têm por finalidade tornar o uso do modelo em software mais confiável, tendo em vista que tais cálculos são usados desde o surgimento das primeiras máquinas a vapor. Para obter os resultados desejados, realizou-se um cálculo inicial com ângulos de projeto ideais e as condições de operação do motor real a ser estudado (1º Etapa). Partindo da forma de um diagrama p-V, no qual se analisa cada ponto do ciclo e se estuda seus efeitos no desempenho da máquina, foram obtidos resultados de pressão média efetiva, consumo de vapor, potência gerada pelo motor e eficiência.

Após, o modelo feito em software é alimentado com as mesmas condições e dados de entrada que foram utilizados nos cálculos do diagrama p-V (2º Etapa). Ao se buscar um modelo que simule as reais situações que ocorrem durante o funcionamento do motor, a caracterização deste é essencial em cada detalhe. O modelo foi revisado e adaptado para os parâmetros de operação estipulados inicialmente.

Devido ao motor a vapor ser de dupla ação, o cálculo deveria considerar os ângulos dos dois lados do pistão, ou seja, oito ângulos medidos a cada volta do virabrequim. Como motores com este tipo de configuração possuem simetria em ambos os lados, apesar do motor real estudado não apresentar simetria, para fins de cálculo e simplificação do modelo os mesmos ângulos considerados para a parte superior foram considerados para a parte inferior. Os cálculos baseados na área de um diagrama p-V devem considerar separadamente cada lado do cilindro referente às suas faces, devido à área de cada face ser diferente e os ângulos iguais, e ao final serem somadas para a obtenção dos resultados totais.

Os resultados obtidos através do cálculo da área do diagrama p-V e a simulação em software foram comparados para determinar a discrepância entre um método e outro. Devido aos mesmos apresentarem uma diferença significativamente baixa e os resultados encontrados pelo uso dos dois métodos serem de suma importância para o desenvolvimento da análise a ser realizada, a escolha entre um processo e outro, se torna dependente de quão ágil e preciso os problemas devem ser resolvidos.

Em decorrência disso, como no meio industrial o tempo deve ser aproveitado ao máximo para a máxima produtividade, optou-se pelo modelo em software, pois além de apresentar uma gama de resultados em menor tempo, seu uso proporciona saber especificamente os pontos em que são necessárias as melhorias, bem como procurar por pontos de operação que garantam o melhor desempenho da máquina conforme suas condições de operação (3º Etapa).

Além da preocupação na análise térmica, o dimensionamento dos componentes para tais melhorias de projeto também foram realizados, no qual se leva em consideração o ajuste interno dos elementos e o comportamento dos mesmos submetidos às condições de temperatura e pressão impostas. Os componentes a serem reprojatados envolvem o pistão de trabalho, a válvula de pistão e os anéis de vedação.

Ainda visando à eficiência, os materiais que são fabricados os componentes tem sua participação no aprimoramento do sistema. A substituição de peças do projeto existente por outras utilizando materiais alternativos trazem um crescente aumento na eficiência, tornando a microgeração menos agressiva ao meio ambiente.

3.3. PROCEDIMENTO DE ANÁLISE TERMODINÂMICA

Para a análise térmica do SE, foram realizados cálculos com base no diagrama p-V com os ângulos de abertura e fechamento das válvulas encontradas por (ARONIS, 2018). Os resultados de potência e eficiência foram comparados com os resultados do modelo do software GT-Power. A comparação tem por intuito primeiramente analisar a discrepância entre o modelo em software e o cálculo obtido através do diagrama, proporcionando uma margem de segurança para o uso da simulação e propiciando o uso do modelo para uma análise mais detalhado. Os dados de projeto do fabricante como parâmetros iniciais de cálculo são apresentados na Tabela 4 e os de abertura e fechamento das janelas estão listados na Tabela 5. Estes dados foram obtidos com base nas informações técnicas do fabricante, Anexo A.

Tabela 4 - Parâmetros de projeto do fabricante.

Parâmetro	Símbolo	Descrição
Potência elétrica (gerador)	$\dot{W}_{gerador}$	75 kW
Pressão de admissão do motor (Absoluta)	P_a	15 bar
Pressão de exaustão do vapor (Absoluta)	P_b	1,5 bar
Temperatura de admissão do vapor	T_{adm_p}	225 °C
Vazão mássica	\dot{m}	1400 kg/h
Consumo específico (aproximado)	γ	12,8 $\frac{Kg}{kWh}$
Eficiência térmica baseada na 2° lei da termodinâmica	$\eta_{térmica}$	12,4 %

Tabela 5 - Ângulos ideais de abertura e fechamento das janelas do motor a vapor.

Parâmetro	Símbolo	Descrição
Abertura da admissão	IVO	0°TDC
Fechamento da admissão	IVC	50°ATDC
Abertura da exaustão	EVO	151,5°ATDC
Fechamento da exaustão	EVC	49,5°BTDC

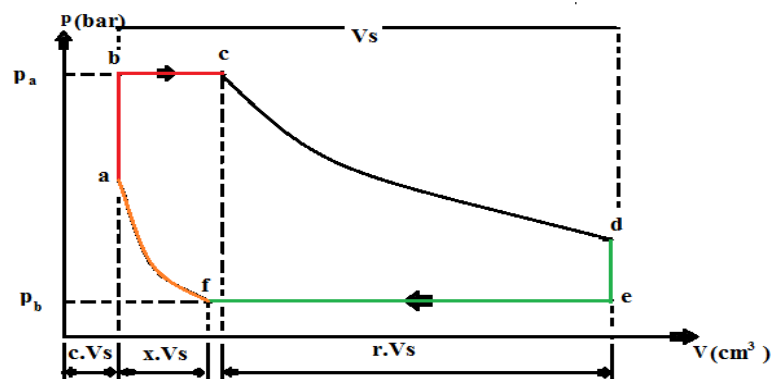
3.3.1. Metodologia de cálculo da potência a partir do diagrama p-V.

Com os ângulos de projeto dados na Tabela 4 montou-se o diagrama p-V do MRC ideal. Estes ângulos devem ser convertidos em pontos do curso do pistão (X_n) de trabalho dados pela equação (17). Onde (θ), representa o ângulo de abertura e fechamento das válvulas, levando-se em conta que os pontos dados pelos ângulos devem ter o TDC como ponto de referência, ou seja, qualquer medida realizada deve partir do TDC em sentido horário. Os cálculos são adaptados dos métodos utilizados por (PATEL 1997; SINGH, 2003).

$$X_n = \left| 2 \left(\frac{\theta_n \cdot S_{piston}}{\phi_{curso}} \right) \right| \text{ se } (\theta_n < 180^\circ) \quad (17)$$

A construção do diagrama (p-V) real leva em consideração alguns parâmetros, como mostra a Figura 15. Onde (c, x, r) são razões fracionárias do volume da folga, do volume comprimido e do volume expandido respectivamente. Para os cálculos vale observar que não se considerou a variação da massa específica em cada situação, mas sim a densidade do vapor na pressão e temperatura da caldeira quando necessário.

Figura 15 - Diagrama p V para determinação do trabalho e pressão.



Fonte: AUTOR (2019)

Após a construção do diagrama p-V, considerando os parâmetros impostos, pode-se calcular o trabalho realizado e a pressão média efetiva do motor. Onde, primeiramente calcula-se a constante (c) que é a razão fracionaria entre o volume morto e o volume varrido pelo pistão, dado em razão do curso de folga ($S_{clearance}$) sobre o curso do pistão (S_{stroke}), Equação (18).

$$c = \frac{S_{clearance}}{S_{stroke}} = \frac{S_{vol.morto}}{S_{curso\ do\ pistão}} \quad (18)$$

A constante (x) é a razão fracionaria do volume que está sendo comprimido, sendo considerando a distância entre o ponto de fechamento da exaustão (X_{c_exa}) e da abertura da admissão (X_{o_adm}), dividido pelo curso do pistão (S_{stroke}), Equação (19).

$$x = \frac{X_{c_exa} - X_{o_adm}}{S_{stroke}} \quad (19)$$

A constante (k) da equação (20) é a inversa da razão de expansão (r) da equação (21). (r) pode ser calculado como o curso contido entre os pontos de abertura da admissão (X_{o_adm}) e fechamento da admissão (X_{c_adm}).

$$k = \frac{1}{r} \quad (20)$$

$$r = \frac{X_{c_adm} - X_{o_adm}}{S_{stroke}} \quad (21)$$

Após achar as constantes, busca-se encontra o trabalho desenvolvido pelo motor em um ciclo. Para tal, o trabalho total é encontrado através da soma da área do diagrama p-V, onde se considera a área da admissão mais a área da exaustão politrópica, que se apresenta no gráfico da Figura 15) como uma curva hiperbólica, a uma pressão de admissão constante (p_a) multiplicado pelo volume deslocado ($V_{deslocado}$), resultando na equação (22).

$$W_{tot} = V_{deslocado} \cdot p_a \cdot \left\{ r + (c + r) \cdot \log_e \frac{(c + 1)}{(c + r)} \right\} \quad (22)$$

Contudo, a um trabalho de contra pressão ($W_{cont_pressão}$), ou seja, um trabalho que o motor realiza sobre o vapor, dado pela equação (23). Considerando a soma entre a área de exaustão e a área de compressão politrópica, a uma pressão de exaustão constante (p_b) multiplicada pelo volume deslocado.

$$W_{cont_pressão} = V_{deslocado} \cdot p_b \left\{ 1 - x + (c + x) \cdot \log_e \frac{(c + x)}{c} \right\} \quad (23)$$

Como resultado da diferença entre os trabalhos encontrados, se obtém a equação (24) que é o trabalho desenvolvido pelo motor (W_{Motor}).

$$W_{Motor} = W_{tot} - W_{cont_pressão} \quad (24)$$

A pressão média efetiva teórica (p_{tmep}) pode ser calculada através da razão entre o trabalho desenvolvido pelo motor e o volume deslocado, como pode ser observado na equação (25).

$$p_{tmep} = \frac{W_{Motor}}{V_{deslocado}} \quad (25)$$

Com a p_{tmep} obtemos uma estimativa do trabalho desenvolvido por ciclo, porém, alguns fatores não foram considerados, como queda de pressão, condensação, estrangulamento do vapor na válvula, entre outros. Devido a isso se faz necessário um fator de correção, também conhecido como fator de diagrama (K), ou mais tecnicamente, eficiência mecânica. Este fator varia ligeiramente com diferentes tipos de motores e sua média varia entorno do valor de 0,75 (PATEL, 1997). Com a diferença entre a pressão real e teórica pode-se calcular a potência de atrito existente no motor. A pressão média efetiva real (p_{amep}) é dada pela equação (26).

$$p_{amep} = K \cdot p_{tmep} \quad (26)$$

A determinação de (p_{amep}) é essencial para determinar a potência desenvolvida pelo motor. A partir da equação (27) pode se determinar a potência indicada. Na qual, o termo (A_n) refere-se à área de cada face do pistão e o termo (n) a cada lado do pistão, sendo que, quando 1 refere-se a face superior e quando 2 a inferior, como o motor é de dupla ação, um lado possui a haste e a diferença de diâmetro entre as duas faces deve ser considerada, ou seja, o cálculo deve ser efetuado em duas etapas, levando em consideração uma área de cada vez

$$\dot{W}_{ind_n} = \frac{100 \cdot (p_{amep}) \cdot L \cdot A_n \cdot N}{60} \quad (27)$$

A potência desenvolvida entre os dois lados é somada, resultando na potência indicada total (\dot{W}_{ind_total}) desenvolvida em uma volta do virabrequim, equação (28).

$$\dot{W}_{ind_total} = \dot{W}_{ind_1} + \dot{W}_{ind_2} \quad (28)$$

A potência desenvolvida pelo eixo (\dot{W}_{eixo}) leva em conta a eficiência mecânica do motor, equação (29).

$$\dot{W}_{eixo} = (\dot{W}_{ind_1} + \dot{W}_{ind_2}) \cdot \eta_{mec} \quad (29)$$

A equação (30) determina a potência transmitida ($\dot{W}_{Trasmitida}$) para o gerador, considerando a eficiência da transmissão (η_{trans}), dado pelo número de correias (n_c).

$$\dot{W}_{Trasmitida} = \dot{W}_{eixo_total} \cdot \eta_{trasm}^{n_c} \quad (30)$$

3.3.2. Metodologia de cálculo para eficiência do ciclo

Para a determinação da eficiência é preciso conhecer algumas propriedades do vapor, como entropia, entalpia e temperatura nas condições da caldeira, bem como, nas condições do ambiente, Tabela 6. Estas propriedades foram obtidas através de tabelas termodinâmicas, Anexo B, por meio de interpolação a partir dos dados do fabricante, Anexo A.

Tabela 6 - Propriedades termodinâmicas do vapor

Propriedades termodinâmicas do vapor	Símbolo	Descrição
Entalpia do vapor na saída da caldeira	h_{vap}	$2862,93 \frac{kJ}{kg}$
Entropia do vapor na saída da caldeira	s_{vap}	$6,5915 \frac{kJ}{kg.K}$
Entalpia de referência	h_0	$105,76 \frac{kJ}{kg}$
Entropia de referência	s_0	$0,3669 \frac{kJ}{kg.K}$
Temperatura de referência	T_0	298,15 K

Com a potência indicada e de eixo, e as eficiências correspondentes a cada uma são dadas pelas equações (31) e (32), respectivamente.

$$\eta_{Th_ind} = \frac{\dot{W}_{ind_total}}{\dot{m}(h_{vap} - h_0)} \quad (31)$$

$$\eta_{Th_eixo} = \frac{\dot{W}_{eixo_total}}{\dot{m}(h_{vap} - h_0)} \quad (32)$$

A equação (33) apresenta a eficiência térmica, através da aplicação da 1ª e 2ª leis da termodinâmica, que descreve quando da energia térmica é convertida em trabalho.

$$\eta_{Th} = \left(1 - \frac{T_l}{T_h}\right) \cdot \left(\frac{\dot{m}(h_{vap} - h_0)}{\dot{\psi}}\right) \quad (33)$$

Com os estados do vapor dados na Tabela 6 se determina qual a máxima disponibilidade do sistema, ou seja, o fluxo de exergia do sistema dado pela equação (34).

$$\dot{\psi} = \dot{m}(h_{vap} - h_0) + T_0 \cdot S_{ger} \quad (34)$$

A equação (35) determina a vazão mássica de vapor em cada lado do cilindro por ciclo (\dot{m}_n) e sua soma a vazão mássica total (\dot{m}_{total}) correspondente a cada ciclo do motor. (v_{vap}) Representa o volume específico do vapor a temperatura e pressão de saída da caldeira.

$$\dot{m}_n = \frac{A_n}{v_{vap}} \cdot \left(\frac{X_{o_adm_n} - X_{c_adm_n}}{1000} \right) \quad (35)$$

Na Tabela 7 são consideradas algumas eficiências estipuladas para o motor analisado, sabendo-se que para o cálculo da eficiência de transmissão, equação (8), é necessário levar em consideração o número de correias, que neste caso são três.

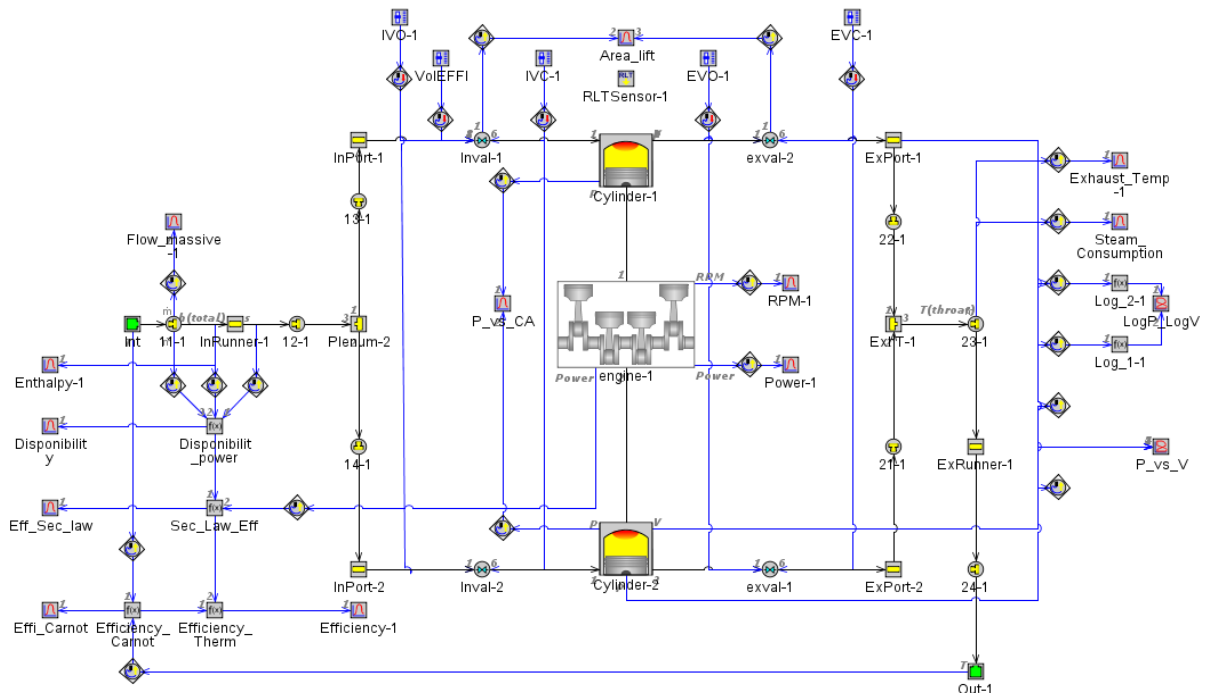
Tabela 7 - Eficiências consideradas

Eficiências consideradas	Símbolo	Descrição
Eficiência mecânica	η_{mec}	80%
Eficiência de transmissão	η_{trans}	95%

3.3.3. Metodologia computacional

Para a simulação computacional do motor a vapor se utilizou o software GT-Power, onde a discretização do modelo é apresentada na Figura 16.

Figura 16 - Discretização do motor a vapor



Fonte: AUTOR (2019)

As condições de contornos (pressão, temperatura e composição do meio) foram inseridas através do modelo “EndEnvironment”, fazendo-se uso da Tabela 4 e Tabela 6.

Os componentes utilizados para a discretização do modelo de admissão, exaustão e do motor propriamente dito, foram:

- I.** PipeRound: modelo de tubos de seção transversal, onde os dados inseridos para descrever as curvas são utilizados para calcular automaticamente os coeficientes de perda de pressão que representam as perdas de carga associadas.
- II.** OrificeConn: constitui um modelo de um orifício colocado entre dois componentes de fluxo. Descreve a transição entre os diâmetros, onde a restrição é interpretada por dois coeficientes de descarga.
- III.** FlowSplintTRight: é um modelo que descreve um volume de escoamento e possui três componentes de fluxo em uma configuração T. O modelo é configurado com parâmetros como rugosidade superficial, temperatura da parede, diâmetro e largura.
- IV.** ValvePortConn: modelo que descreve uma válvula atuada por solenoide. A mesma define os perfis de abertura e fechamento separadamente como uma função de tempo. Cada perfil é cronometrado no ciclo usando um ângulo de tempo inicial ou final.
- V.** EngCylinder: modelo usado para especificar os atributos do cilindro, onde se configura o objeto para a transferência de calor, processo de combustão e temperatura de paredes.
- VI.** EngineCrankTrain: este modelo é a caracterização do virabrequim, e é usada para modelar a cinética e a dinâmica rígida das configurações comuns de motores. Responsável por calcular a força de atuação em cada pistão e converter em torque total do sistema. Nele se atribui o tipo de ciclo do motor (2 tempos ou 4 tempos), geometria do cilindro, as características de atrito do motor e a ordem de ignição.

3.4. PROCEDIMENTO PARA REPROJETO DOS COMPONENTES

Para conseguir melhorias térmicas em questão de eficiência e diminuição de consumo de vapor foi necessário aprimorar os componentes do motor. Os elementos mecânicos como pistão principal, válvula de pistão, anéis de vedação e as camisas (tubos cilíndricos colocados

no bloco do motor facilitando sua reposição) do cilindro principal e de distribuição, que compõem o sistema de potência foram reprojatados. Para tanto, o seu caráter térmico, quando submetidos a variações de temperatura (ΔT) de 250K, tiveram que ser considerados devido a busca pelo melhor ajuste interno dos componentes.

3.4.1. Metodologia de cálculo para o dimensionamento do pistão e válvula de pistão

O dimensionamento dos componentes do motor tem como principal razão a diminuição do consumo de vapor, e para tal, a diminuição da folga interna existente entre pistão e a camisa do pistão e entre válvula e camisa do distribuidor devem ser minimizadas, além de posicionar corretamente os anéis de vedação para garantir a sua eficiência. Com isso, para se calcular a folga dos componentes, mediu-se o diâmetro (D) das camisas do bloco do motor e a maior medida da espessura (L) que as mesmas possuíam, Tabela 8. A aplicação da equação da dilatação linear, considerando a espessura, resulta em novos diâmetros do pistão e da válvula de pistão, sendo que os mesmos devem ter uma folga menor que $60 \mu m$, o qual é considerado uma folga razoável para motores a diesel (MAHLE, 2016). Os motores a diesel foram utilizados como referencia por serem fabricados, em sua grande maioria, com uma robustez e durabilidade acima dos demais tipos de motores. Como parâmetro de segurança para a utilização da folga deste tipo de motor, levou-se em consideração as temperaturas de trabalho, que para os motores diesel são maiores e nos motores a vapor são inferiores.

Tabela 8 - Diâmetro e espessuras das camisas do bloco

Componente	Símbolo	Descrição
Camisa do pistão principal (Diâmetro interno)	D_{CP}	286,95 mm
Camisa do pistão principal (Espessura)	L_{CP}	10,00 mm
Camisa do distribuidor (Diâmetro interno)	D_{CD}	128,00 mm
Camisa do distribuidor (Espessura)	L_{CD}	23,28 mm

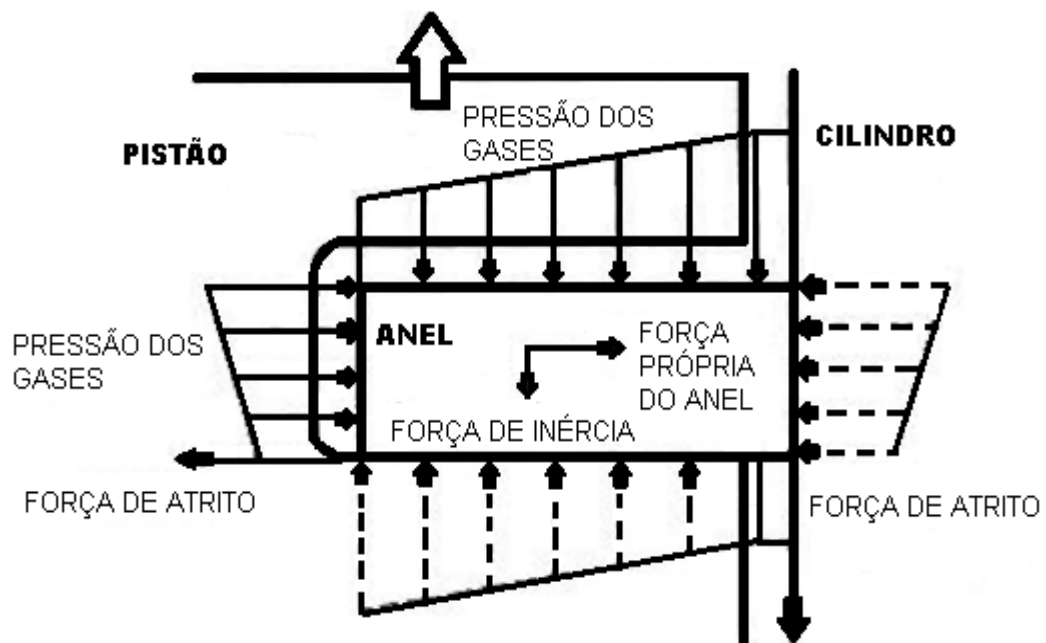
O cálculo da dilatação linear também considera o tipo de material utilizado nos componentes. Para o pistão principal, constituído de ferro fundido, foi previsto aproximadamente um coeficiente de dilatação linear (α_{Fe}) de $1,2 \cdot 10^{-5} K^{-1}$ e a camisa, de

alumínio, com coeficiente de dilatação linear de aproximadamente (α_{Al}) de $2,3 \cdot 10^{-5} K^{-1}$, (CALLISTER, 2002; AZO MATERIALS, 2014).

3.4.2. Dimensionamento dos anéis de vedação

Os anéis de vedação foram dimensionados para atender dois quesitos de projeto, o primeiro de evitar a fuga de vapor e o segundo de auto lubrificação. Para o primeiro quesito, considerou-se dimensionar os anéis de maneira que os mesmos tivessem uma pré-carga realizada pelo próprio material e outra devido as forças dos gases, Figura 17.

Figura 17 - Forças atuantes no anel de pistão



Fonte: Adaptado de GARCIA (2003)

A pré-carga levando em conta o material teve como referencia obter as propriedades do material base que os anéis são constituídos, sendo que, para os anéis projetados se optou por usar o grafite. Este por sua vez cumpre o segundo quesito de projeto, o qual promove a própria lubrificação. As características do grafite estão listadas na Tabela 9.

Tabela 9 - Características do grafite

Características do grafite	Símbolo	Descrição
Modulo de elasticidade	E	10,8 GPa
Resistência a tração	σ	33,5 MPa
Coefficiente de dilatação linear	α_G	$0,46 \cdot 10^{-5} K^{-1}$
Elongação máxima	-	5 %
Coefficiente de atrito estático médio Grafite-Grafite	μ_e	0,1

O dimensionamento dos anéis se baseou na equação da dilatação linear, prevendo-se um alojamento interno no pistão e válvula, evitando que o mesmo se quebre no caso da dilatação excessiva do componente e provendo também uma folga entre anel e alojamento, a qual serve como a pré-carga realizada pelos gases, ou seja, a pressão dos gases no interior do alojamento entre o anel e a parede do pistão exercendo uma força, a qual empurra o anel no sentido da camisa, Figura 17.

4. RESULTADOS

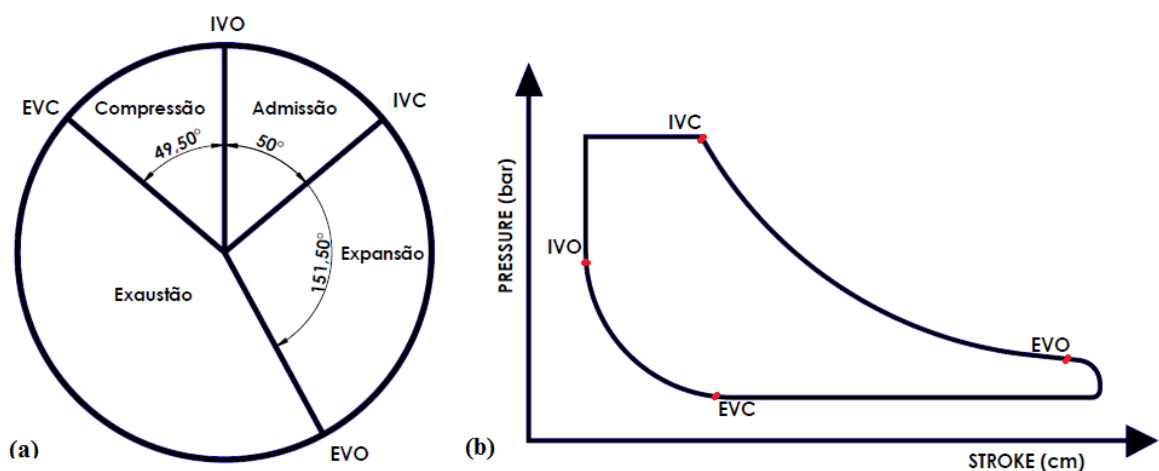
4.1. RESULTADOS DO CÁLCULO PELO DIAGRAMA p-V PARA ÂNGULOS IDEAIS DE PROJETO.

Com os ângulos ideais de projeto Tabela 5, os resultados encontrados pela equação (17) para os pontos do curso do pistão que correspondem a cada evento, estão listados na Tabela 10, levando-se em conta a parte superior do cilindro. Devido à configuração de projeto e simetria, para o estudo considerou-se os pontos de abertura e fechamento de válvulas da parte superior do cilindro e estes mesmos pontos foram considerados para a parte inferior do cilindro.

Tabela 10 - Pontos do curso que ocorrem cada evento.

Pontos do ciclo	Símbolo	Descrição
Abertura da admissão (IVO)	$X_{o_adm_p}$	0 mm
Fechamento da admissão (IVC)	$X_{c_adm_p}$	40,27 mm
Abertura da exaustão (EVO)	$X_{o_exa_p}$	122,04 mm
Fechamento da exaustão (EVC)	$X_{c_exa_p}$	39,88 mm

Figura 18 - Representação gráfica dos (a) ângulos e (b) do diagrama de pressão vs curso.



Fonte: AUTOR (2018)

A Figura 18-a representa visualmente a duração de cada evento juntamente com a Figura 18-b, a qual representa o curso descrito pelo pistão, encontrados através dos pontos descritos na Tabela 10.

A construção do digrama p-V e os resultados obtidos na Tabela 10, possibilitaram encontrar as razões fracionárias representadas no diagrama apresentado na Figura 15, usando as equações (18); (19); (20) e (21).

Tabela 11 - Razões fracionárias do diagrama p-V.

Razão fracionaria dos volumes considerados	Símbolo	Descrição
Razão fracionaria do volume da folga	c	0,0431
Razão fracionaria do volume comprimido	x	0,275
Razão fracionaria do volume admitido	r	0,278
Razão de expansão	k	3,6

Com as razões fracionárias da Tabela 11, pode-se encontrar o trabalho realizado, a pressão média efetiva, a potência desenvolvida e o consumo de vapor, aplicando as equações de (22) a (30). As eficiências são encontradas com os resultados obtidos e com a ajuda da Tabela 6 aplicadas nas equações (31) e (32). Os resultados estão dispostos na Tabela 12.

Tabela 12 - Resultados obtidos pelo cálculo do diagrama p-V.

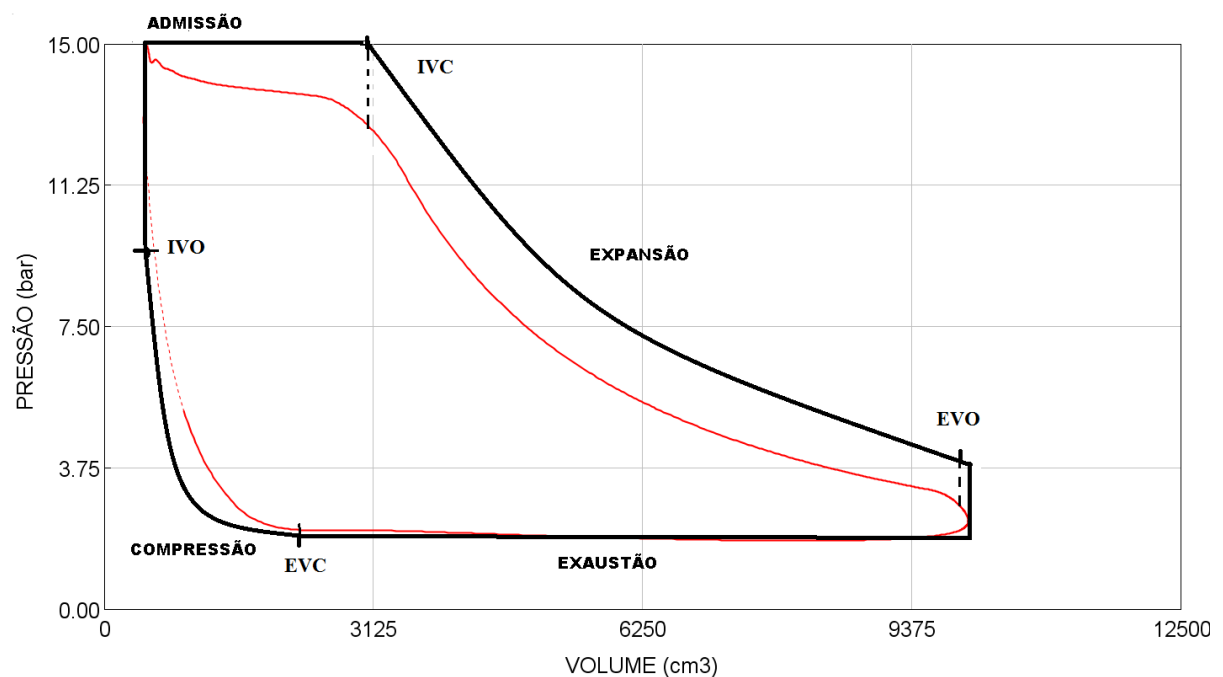
Resultados encontrados pelo cálculo do (p-V)	Símbolo	Descrição
Pressão média efetiva real	p_{amep}	5,85 bar
Potência indicada desenvolvida pelo cilindro superior	\dot{W}_{ind_sup}	70,03 kW
Potência indicada desenvolvida pelo cilindro inferior	\dot{W}_{ind_inf}	45,40 kW
Potência de eixo	\dot{W}_{eixo}	92,35 kW
Potência no gerador	$\dot{W}_{gerador}$	79,18 kW
Consumo de vapor total do motor	\dot{m}_{total}	1390 $\frac{kg}{h}$
Consumo específico (aproximado)	γ	12,04 $\frac{kg}{kWh}$
Eficiência de Carnot	η_{Carnot}	40,15 %
Eficiência térmica	$\eta_{Térmica}$	13,32 %
Eficiência do motor	η_{Motor}	10,65 %

Os resultados encontrados consideram somente os pontos de abertura e fechamento de janelas iguais para a parte superior como para a parte inferior, mas para determinação da pressão média, trabalho e potência é considerada a diferença de área entre os dois lados.

4.2. RESULTADOS OBTIDOS ATRAVÉS DA SIMULAÇÃO EM SOFTWARE COM ÂNGULOS IDEAIS

A simulação em software gerou um diagrama parecido com o obtido através do método manual de cálculos, Figura 19. Além disso, percebe-se nitidamente onde ocorre cada evento [Admissão (de IVO até IVC), expansão (de IVC até EVO), exaustão (de EVO até EVC) e compressão (de EVC até IVO)], sendo que esta é uma das principais características que define um ciclo de Rankine.

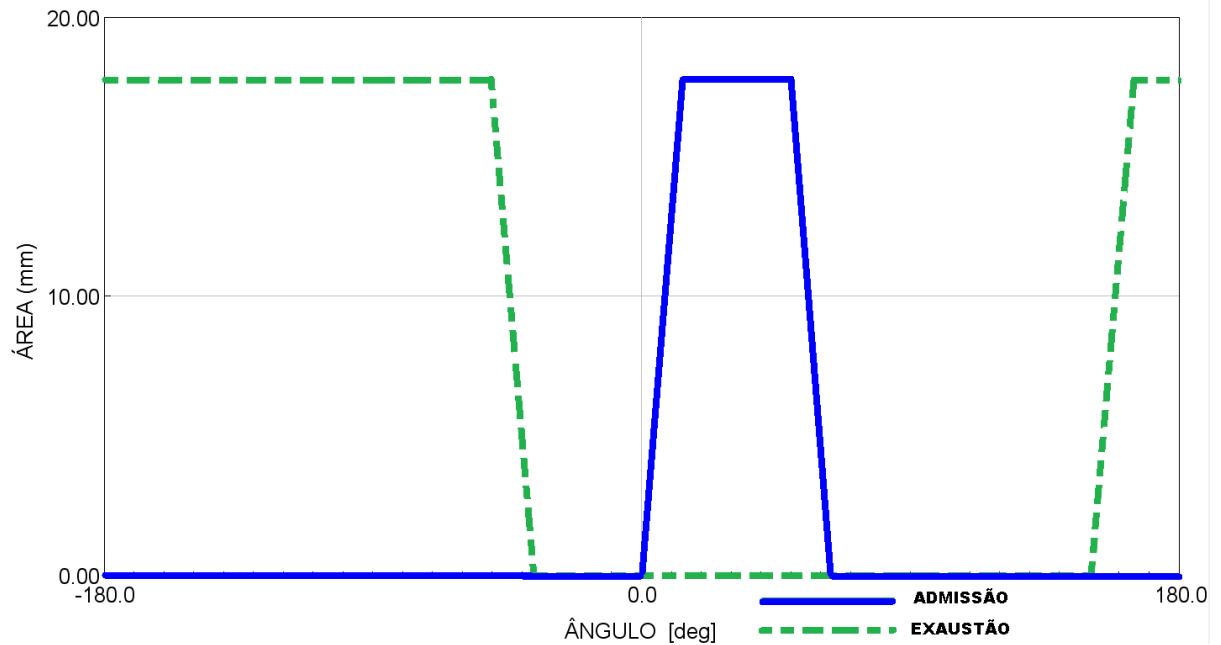
Figura 19 – Diferença do diagrama p-V obtido por simulação e método manual.



Fonte: AUTOR (2018)

A Figura 20 mostra o posicionamento das janelas de aberturas e fechamento, onde se pode ver o tempo de admissão, representado pela linha contínua, e o tempo de exaustão, representado a linha tracejada.

Figura 20 - Gráfico de abertura e fechamento das janelas.



Fonte: AUTOR (2018)

Os resultados obtidos através da simulação são descritos na Tabela 13. Os cálculos levam em conta a parte superior e a parte inferior do cilindro, apesar da Figura 19 representar somente o lado superior.

Tabela 13 - Resultados obtidos através em software.

Resultados encontrados em simulação	Símbolo	Descrição
Pressão média efetiva indicada	p_{Imep}	6,16 bar
Potência de eixo	\dot{W}_{eixo}	97,29 kW
Potência transmitida para o gerador	$\dot{W}_{gerador}$	83,41 kW
Consumo de vapor total do motor	\dot{m}_{total}	1655 $\frac{kg}{h}$
Consumo específico (aproximado)	γ	13,61 $\frac{kg}{kWh}$
Eficiência de Carnot	η_{Carnot}	40,14 %
Eficiência térmica	$\eta_{Térmica}$	12,41 %
Eficiência do Motor	η_{Motor}	9,93 %

4.3. DISCREPÂNCIA ENTRE O CÁLCULO UTILIZANDO O DIAGRAMA (p-V) E A SIMULAÇÃO.

Após a comparação entre o cálculo usando o diagrama p - V e os resultados obtidos na simulação pode-se calcular a diferença percentual. Os resultados obtidos são mostrados na Tabela 14, o que nos possibilita verificar as diferenças entre um método e outro. Como observado na tabela, a maior diferença encontrada entre a simulação e o cálculo pelo diagrama é em relação ao consumo de vapor.

Tabela 14 - Resultados da discrepância entre diagrama e simulação

Resultados percentuais da discrepância	Símbolo	Descrição
Pressão média efetiva indicada	Δp_{Imep}	5,29 %
Potência de eixo	$\Delta \dot{W}_{eixo}$	5,35 %
Potência transmitida para o gerador	$\Delta \dot{W}_{gerador}$	5,35 %
Consumo de vapor total do motor	$\Delta \dot{m}_{total}$	19,10 %
Eficiência térmica	$\Delta \eta_{Térmica}$	6,83 %
Eficiência do Motor	$\Delta \eta_{Motor}$	6,83 %

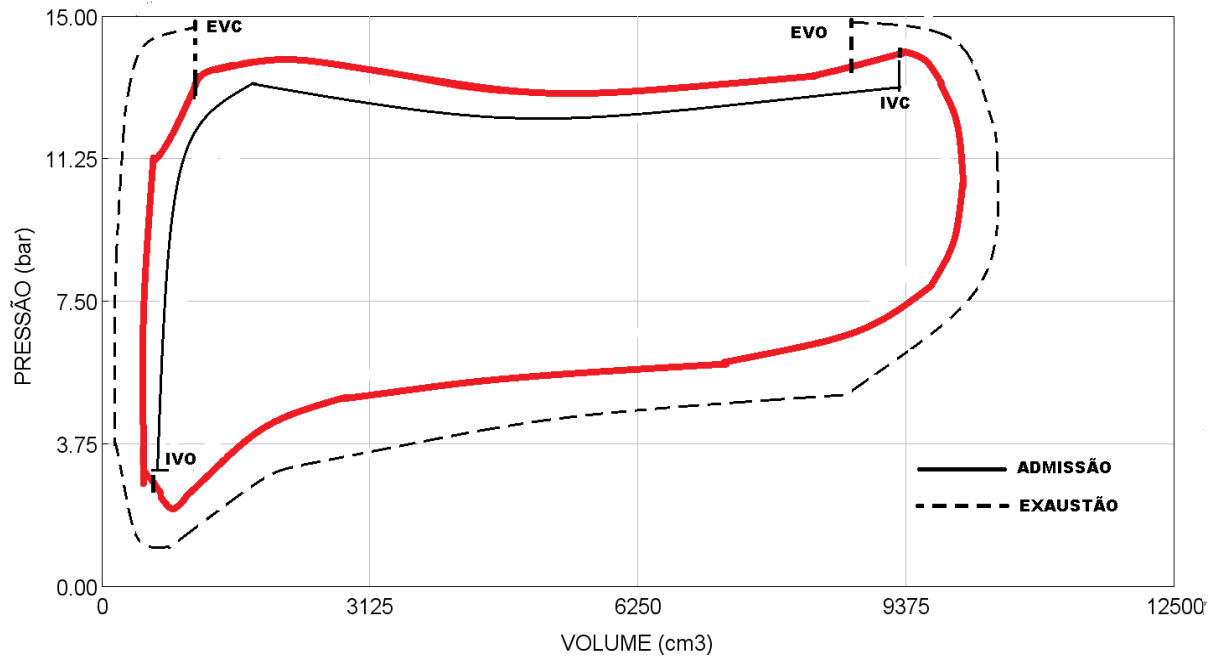
Como o valor da diferença entre os cálculos do diagrama p - V e a simulação se mostraram dentro de uma faixa aceitável, além disso, com exceção da vazão mássica, a potência e a eficiência, calculada com base na 2ª lei da termodinâmica, são próximas as do fabricante. O estudo do SE por simulação se torna viável para obter resultados mais rápidos e detalhados. Para a simulação deve-se limitar a faixa de operação, de modo que não tenha sobreposição entre o tempo de admissão e exaustão, pelo mesmo apresentar valores incoerentes quando comparado com os cálculos realizados pela equação (35).

4.4. RESULTADOS COM ÂNGULOS DO MOTOR REAL

O motor a ser analisado possui os ângulos descritos na Tabela 3, com base nos mesmos foi realizada a simulação do modelo no GT-Power, na mesma condição de entrada que a simulação do motor ideal. A Figura 21 mostra o gráfico obtido através dos ângulos encontrados no motor, a linha descreve o ciclo da face superior do cilindro. Para a análise, a

face superior do cilindro será representada, porque os dois lados podem ser considerados simétricos, as modificações de um lado produzem o mesmo efeito no outro, havendo somente diferença quando representado graficamente.

Figura 21 - Diagrama p-V do motor com os ângulos da Tabela 3.



Fonte: AUTOR (2018)

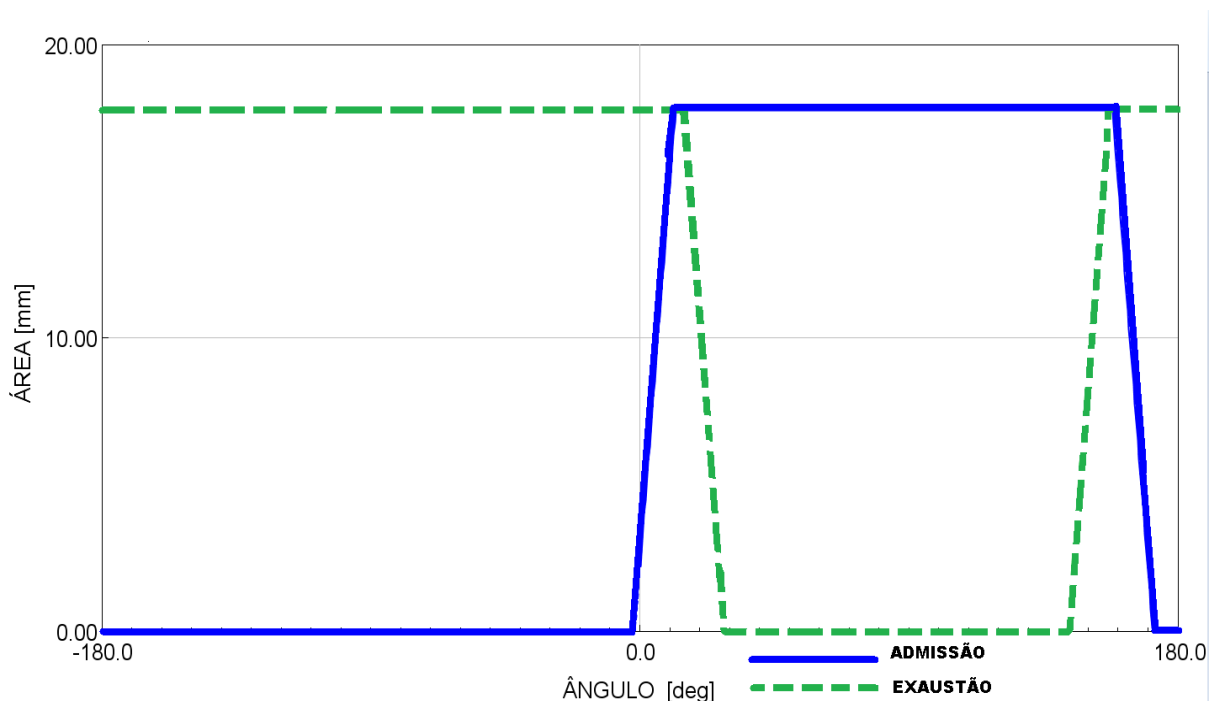
Visualmente não condizente com os gráficos que descrevem um ciclo Rankine, a Figura 21 possui essa forma devido a alguns fatores:

a) Falta do evento de compressão: ocasionada pela sobreposição de IVO e EVC, Figura 22, com uma diferença angular de 15,5 graus. Esta diferença proporciona menor trabalho do pistão sobre o vapor, mas em compensação a falta deste evento causa perda de carga, ou seja, devido ao vapor restante estar muito abaixo da pressão de admissão, a admissão se torna lenta e a pressão do cilindro só se estabiliza após EVC.

b) Falta do evento de expansão: o evento de expansão é um dos mais importantes para o ciclo Rankine, onde se aproveita as propriedades expansivas do vapor. A falta do mesmo no motor estudado é devido a sobreposição de IVC e EVO, por mais que ocasione uma maior potência a eficiência é comprometida.

c) Englobando os dois fatores acima, a falta dos eventos e a sobreposição das válvulas, resultam em um maior consumo de vapor além da perda de eficiência. O tempo que a janela de admissão permanece aberta percorre quase um curso do pistão, ou seja, 158° de 180° , sendo que destes 158° aproximadamente 17,4 % do vapor é expelido quase que diretamente para exaustão. A Figura 22 mostra o período de abertura da exaustão, linha tracejada, e o período de abertura da admissão, linha contínua.

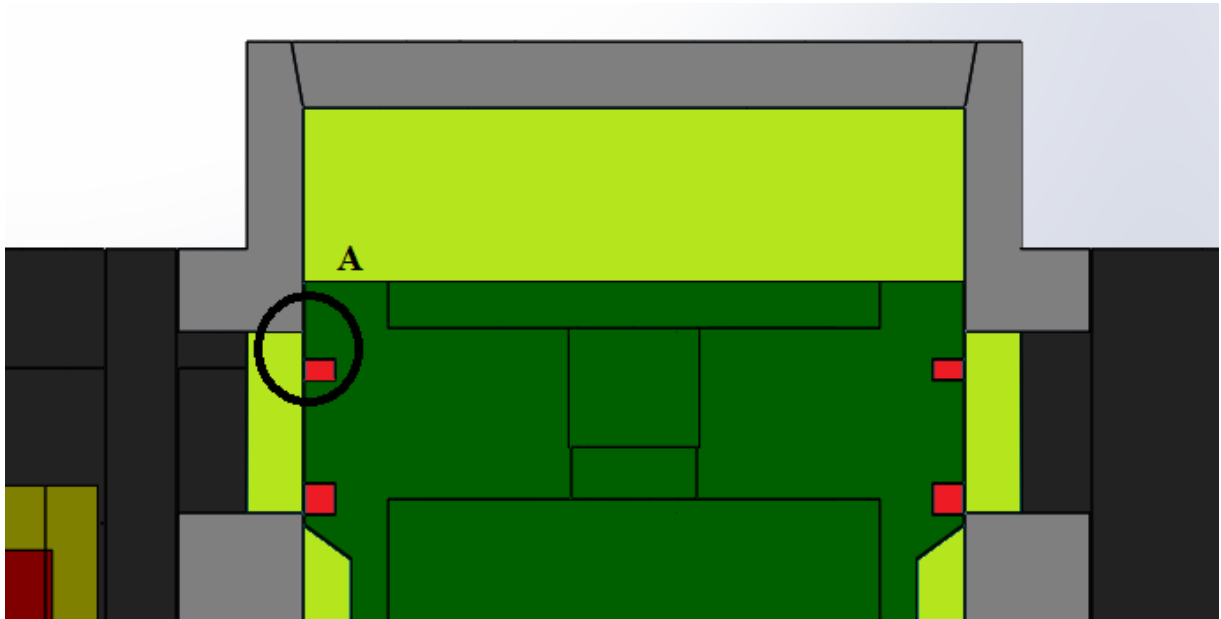
Figura 22 - Tempos de aberturas das janelas.



Fonte: AUTOR (2018)

As Figura 21 e Figura 22 são resultados decorrentes do posicionamento geométrico dos anéis da válvula de pistão, que está representada na Figura 23. O detalhe (A) na Figura 23 mostra a distância existente entre o anel superior (responsável pela abertura [EVO] e fechamento [EVC] da exaustão) e a ponta da janela da camisa do distribuidor. Somente os anéis promovem uma vedação completa, como a distância entre os dois anéis são de aproximadamente 30 mm e a altura da janela do distribuidor é de aproximadamente 35 mm, com isso há uma falta de 5 mm para o fechamento completo, ocasionando a sobreposição de IVO e EVC e de IVC e EVO, conseqüentemente o aumento de consumo de vapor e a perda de carga, ou seja, perda de pressão do vapor.

Figura 23 - Representação em corte da válvula de pistão dentro da camisa do distribuidor



Fonte: AUTOR (2018)

As análises do ciclo termodinâmico e da geometria do motor proporciona uma visão ampla das causas e efeitos dos problemas de projeto encontrados. A Tabela 15 apresenta os resultados obtidos pela simulação, não considerando o limite máximo que a caldeira pode produzir ($2400 \frac{kg}{h}$).

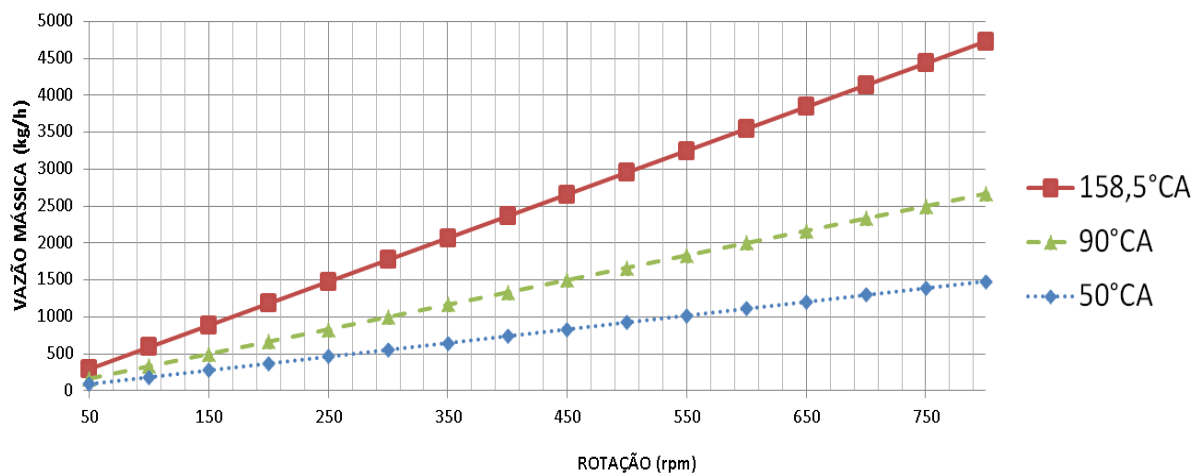
Tabela 15 - Resultados da simulação dos ângulos atuais.

Resultados encontrados em simulação	Símbolo	Descrição
Pressão média efetiva indicada	p_{imep}	9,10 bar
Potência de eixo	\dot{W}_{eixo}	160,57 kW
Potência transmitida para o gerador	$\dot{W}_{gerador}$	137,67 kW
Consumo de vapor total do motor	\dot{m}_{total}	$5276 \frac{kg}{h}$
Consumo específico	γ	$26,29 \frac{kg}{kWh}$
Eficiência de Carnot	η_{Carnot}	40,14 %
Eficiência térmica	$\eta_{Térmica}$	4,11 %
Eficiência no eixo	η_{eixo}	3,29 %

4.5. RESULTADOS DE CONSUMO DE VAPOR

Usando a equação (35), pode-se estimar grosseiramente o consumo de vapor em função da rotação, Figura 24, levando-se em conta um consumo linear ideal sem perda de carga, sem condensação e um volume fixo admitido de vapor por ciclo nas condições de temperatura e pressão de saída da caldeira. Onde a linha em vermelho, verde e azul corresponde ao tempo angular de abertura de 158,5°CA, 90°CA e 50°CA, respectivamente.

Figura 24 - Gráfico de consumo de vapor por *rpm* em condições ideais sem perda.



Fonte: AUTOR (2018)

O gráfico de consumo de vapor, utilizando a equação (35), serve como referencia para o consumo obtido pela simulação, garantindo que a mesma não proporcione resultados muito errôneos. Como comparação, a linha vermelha corresponde ao tempo de abertura de 158,5°CA e dada uma rotação de 750 rpm corresponde a uma vazão mássica de aproximadamente 4500 kg/h . Comparando com o resultado da simulação a discrepância entre um e outro é menor que 18 %. Além disso, o gráfico demonstra que quanto menor o tempo de admissão menor é o consumo e conseqüentemente maior pode ser a rotação de trabalho do motor.

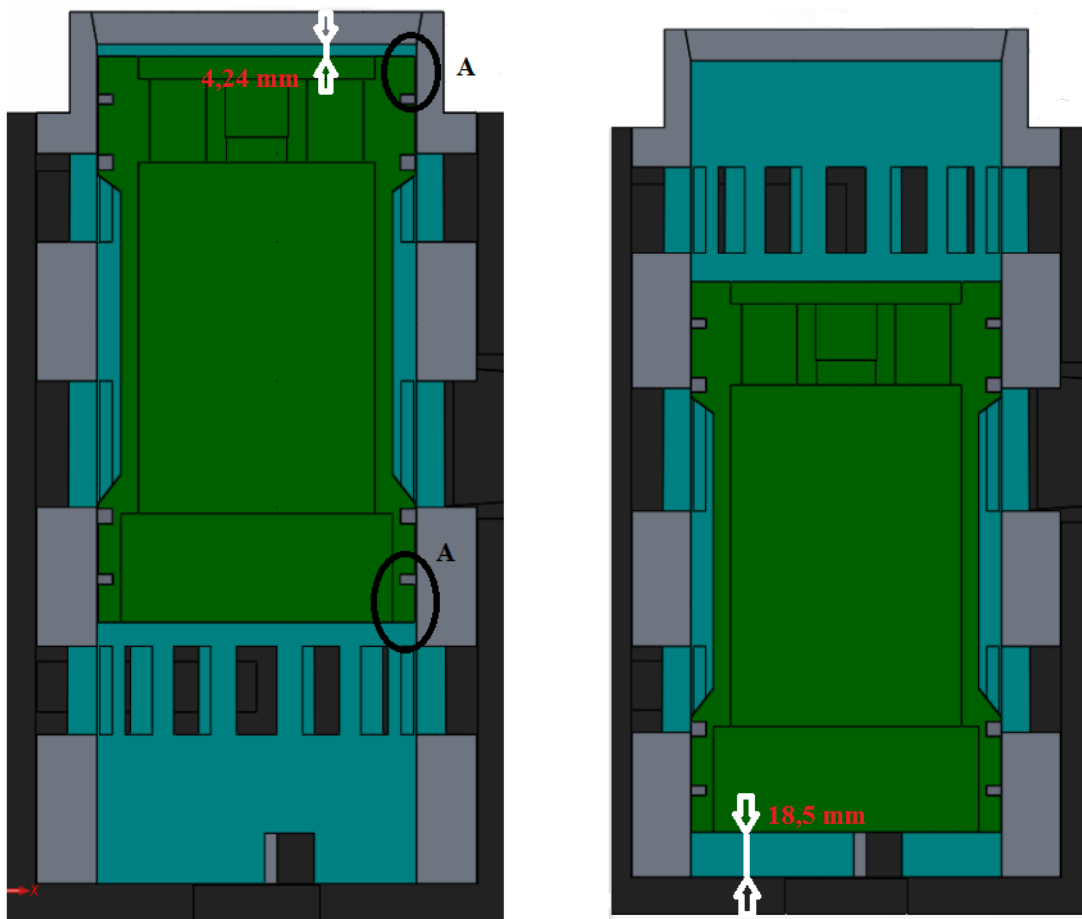
No motor real, como resultado do maior tempo de abertura na admissão, há um consumo excessivo de vapor, o qual a caldeira não supre e causa um fluxo de vapor instável, e este por sua vez é um dos principais motivos para o motor real não chegar a sua rotação nominal de trabalho (750 rpm) mantendo sua potência.

4.6. RESULTADOS OBTIDOS COM A DIMINUIÇÃO DO TEMPO DE EXAUSTÃO

Para o dimensionamento dos novos ângulos de janelas, consideraram-se as limitações geométricas do motor e o que cada modificação realizada na válvula de pistão, a qual pretende-se redimensionar, pode gerar na potência, consumo e eficiência.

Como primeira limitação geométrica, se tem um curso fixo que o pistão percorre internamente na camisa do distribuidor, este percurso tem uma limitação superior de 4,24 mm antes da seção cônica existente para encaixe da tampa e uma limitação inferior de 18,5 mm, antes encostar-se à parte inferior do bloco, Figura 25.

Figura 25 - Desenho em corte do bloco do motor.



Fonte: AUTOR (2018)

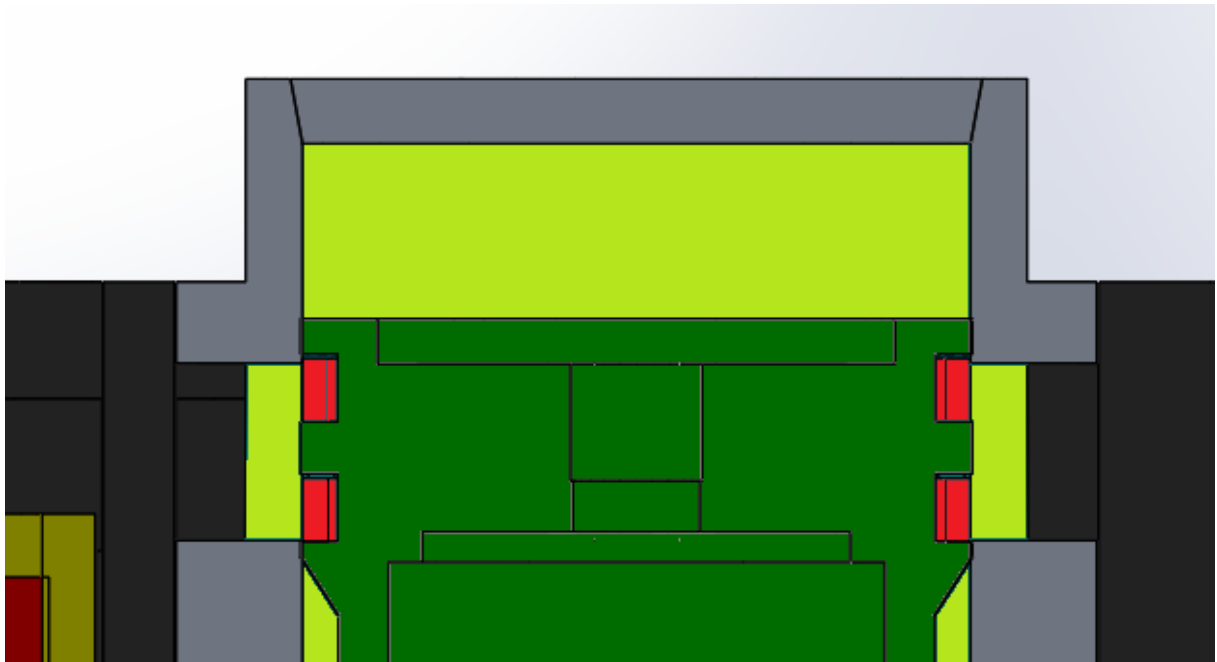
Com a limitação do curso, aumentar o tamanho do êmbolo se torna inviável, como solução, devido à sobra de material nas regiões das extremidades do êmbolo, detalhe (A) da Figura 25 que possuía 15 mm, os anéis foram dimensionados mais para as extremidades. A

distância entre os anéis, antes de 30 mm, passou a 36,10 mm. Com este aumento de 6,1 mm os anéis conseguiram vedar completamente a janela, que possuía 35 mm, além disso, o ciclo termodinâmico passou a ter uma pequena expansão do vapor, juntamente com uma pequena compressão.

O aumento da distância dos anéis sem aumentar o êmbolo, respeita as limitações geométricas de curso do motor, além disto, esta alteração foi realizada somente nos anéis localizados nas extremidades, responsáveis pela abertura e fechamento da exaustão, com o intuito de manter o tempo de admissão inalterado e diminuir o tempo de exaustão.

Devido a simetria existente neste tipo de motor, ao se modificar a parte superior, o mesmo necessita ser feito na parte inferior. A diferença entre os ângulos na Tabela 3, que não apresentam uma simetria é devido ao centro do êmbolo não estar centralizado em relação a camisa, ocasionando em uma maior distância percorrida na parte superior. Para minimizar tal desigualdade, sem infringir as limitações geométricas, o centro do êmbolo pode ser deslocado 1 mm para baixo, fazendo com que os ângulos se encontrem parcialmente simétricos.

Figura 26 - Posicionamento dos anéis após reprojeto



Fonte: AUTOR (2018)

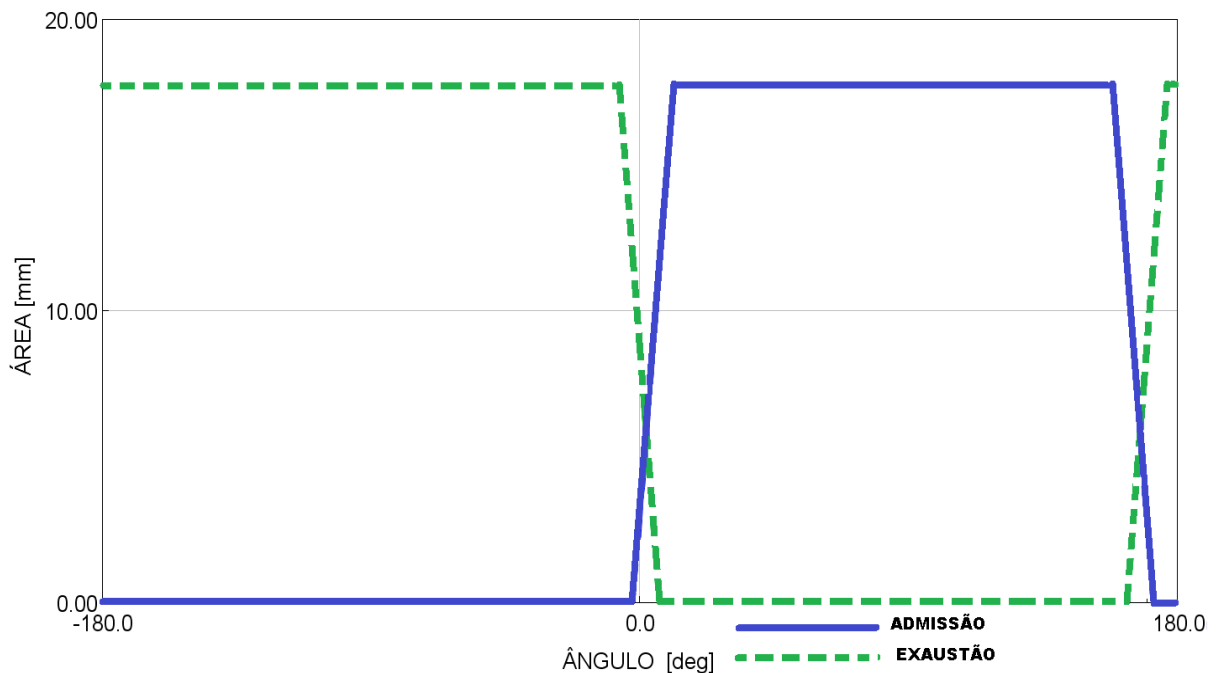
A modificação geométrica, do êmbolo, ocasionou a seguinte mudança nos ângulos, que pode ser observada na Tabela 16.

Tabela 16 - Ângulos obtidos através da modificação da geometria do êmbolo

Ângulos de abertura e fechamento das válvulas	Símbolo	Descrição
Ângulos de abertura da admissão	IVO	1,5°BTDC
Ângulos de fechamento da admissão	IVC	158°ATDC
Ângulos de abertura da exaustão	EVO	164,5 ATDC
Ângulos de fechamento da exaustão	EVC	7,5°BTDC

A Figura 27 mostra a diminuição do tempo em que a janela de exaustão de vapor permanece aberta. Comparado com a Figura 22 a diminuição angular foi de 21,5 °CA, o que pela simulação ouve uma queda perceptível no consumo de vapor.

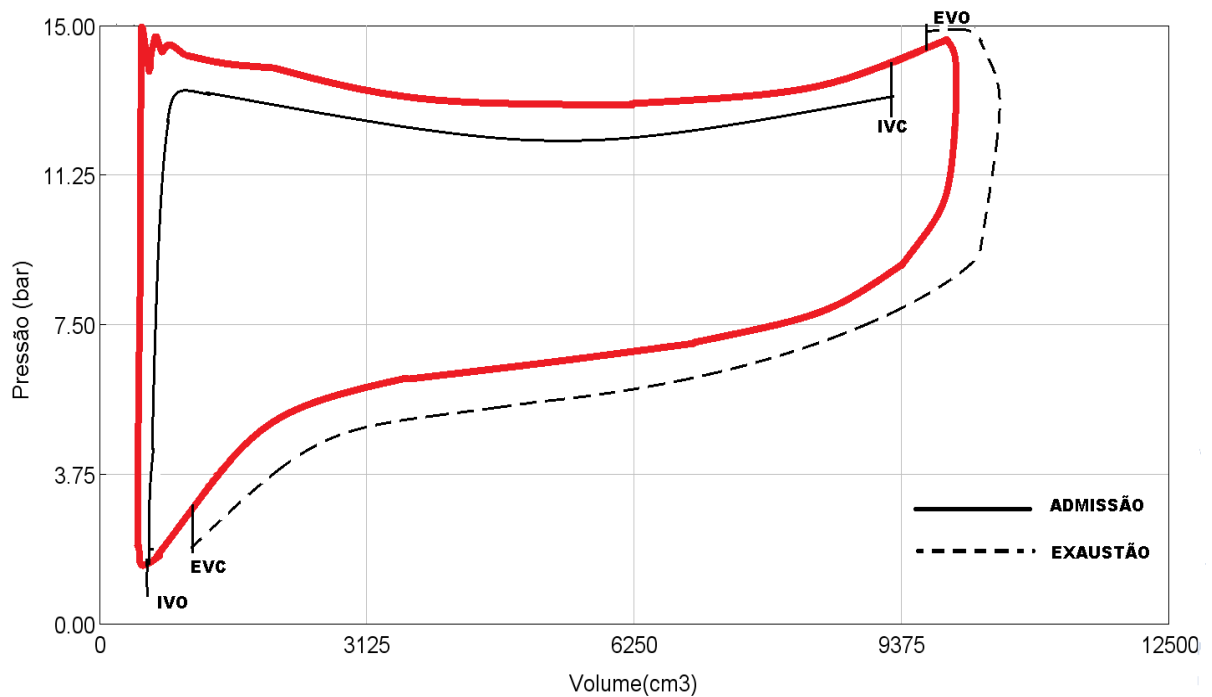
Figura 27 - Abertura e fechamento das janelas com o redimensionamento dos ângulos



Fonte: AUTOR (2018)

O gráfico do diagrama p-V, Figura 28, ilustra o comportamento termodinâmico ocorrido após a diminuição do tempo de exaustão.

Figura 28 - Diagrama p-V do novo dimensionamento dos ângulos de exaustão.



Fonte: AUTOR (2018)

Os resultados obtidos, através dos ângulos devido a nova geometria, são dados pela Tabela 17.

Tabela 17 - Resultados obtidos com os ângulos da nova geometria da válvula de pistão

Resultados encontrados em simulação	Símbolo	Descrição
Pressão média efetiva indicada	p_{Imep}	8,49 bar
Potência de freio	\dot{W}_{eixo_total}	148,37 kW
Potência transmitida para o gerador	$\dot{W}_{gerador}$	127,20 kW
Consumo de vapor total do motor	\dot{m}_{total}	$3832 \frac{kg}{h}$
Consumo específico	γ	$20,66 \frac{kg}{kWh}$
Eficiência de Carnot	η_{Carnot}	40,2 %
Eficiência térmica	$\eta_{Térmica}$	7,76 %
Eficiência no eixo	η_{eixo}	6,21 %

4.7. RESUMO DOS PRINCIPAIS RESULTADOS TERMODINÂMICOS

A Tabela 18 demonstra um resumo de comparação dos principais resultados encontrados e os métodos de obtenção dos mesmos.

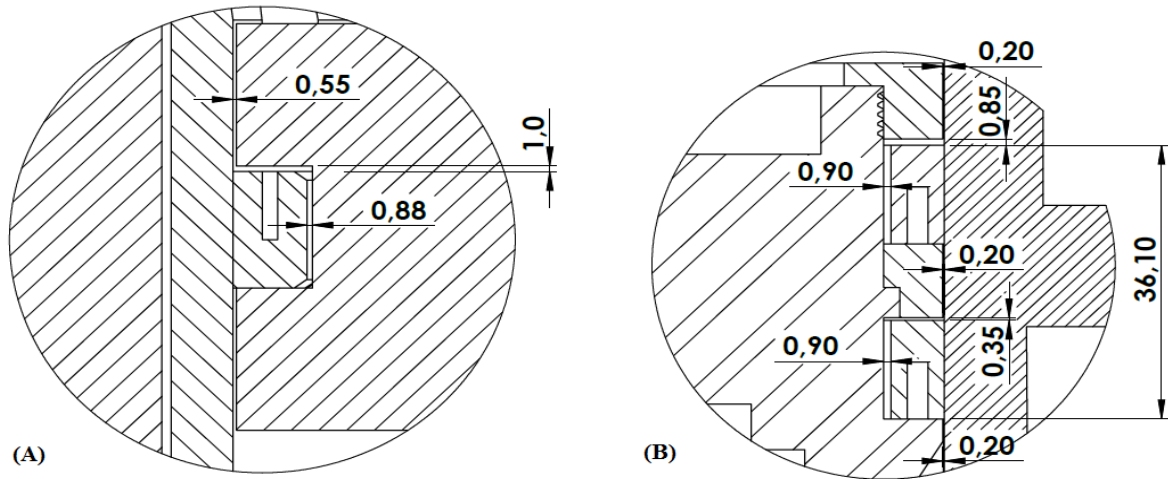
Tabela 18 – Comparação entre resultados obtidos por cálculo, simulação e dados ideais de operação.

Método de obtenção do resultado	Eficiência térmica	Potência de eixo	Consumo de vapor
Dados ideais de operação obtidos do fabricante	12,4%	87,5 kW	1400 kg/h
Cálculo pelo diagrama (p – V) com ângulos ideais	13,3%	92,35 kW	1390 kg/h
Simulação GT-Power com ângulos ideais	12,4%	97,3 kW	1655 kg/h
Simulação GT-Power com ângulos reais	4,1%	160,6 kW	5276 kg/h
Simulação GT-Power após reprojeto	7,8%	148,4 kW	3832 kg/h

4.8. RESULTADOS DO DIMENSIONAMENTO DO PISTÃO, VÁLVULA DE PISTÃO E ANÉIS DE VEDAÇÃO

O dimensionamento do pistão de trabalho resultou em uma folga, no diâmetro, entre pistão e camisa de aproximadamente 1,1 mm, ou seja, 0,55 mm cada lado, quando a temperatura ambiente (Figura 29 - A), e de 0,24 mm, quando submetido a uma variação de temperatura de 250 K.

Figura 29 – Folgas a temperatura ambiente do (A) pistão e camisa e da (B) válvula de pistão e camisa do distribuidor.



Fonte: AUTOR (2019)

O pistão foi dimensionado de tal modo que um anel inteiro de grafite coube-se sem ser bipartido, logo se dividiu em três partes o pistão, de modo que, a parte do meio tivesse um diâmetro menor que o diâmetro interno do anel. Este recurso foi utilizado devido a fragilidade do anel de grafite e a baixa alongação.

O dimensionamento da válvula de pistão resultou em uma folga de 0,2 mm, a temperatura ambiente, e de aproximadamente 0,0225 mm (Figura 29 - B), quando submetido a variação de temperatura de 250 K.

A válvula de pistão foi dimensionada de forma parecida com a do pistão, sendo projetada de maneira que comportasse 4 anéis de grafite inteiros. Para tal projeto foi desenvolvido flanges roscados nas extremidades e separadores que mantinham os anéis afastados, como demonstrado pelo desenho contido no Apêndice B.

Os anéis de vedação foram dimensionados de maneira a ficarem diretamente em contato com a camisa, devido a auto lubrificação do grafite, a inserção de óleo lubrificante na linha de vapor não precisa ser realizada, tal alternativa tende a melhorar a eficiência e diminuir o consumo de vapor, pelo vapor que sai da exaustão, antes expelido para a atmosfera, agora pode retornar para a caldeira após passar pelo condensador.

A folga deixada nos anéis de vedação como demonstra a Figura 29, é devido ao uso da pré-carga dos gases, fornecendo uma força significativa devido a pressão de vapor e consequentemente ajudando na vedação.

5. CONCLUSÕES

Este estudo possibilitou obter resultados da análise térmica de um motor a vapor bem como fatores que influenciavam no seu desempenho e quais modificações podem ser realizadas para aprimorar este projeto.

A análise termodinâmica teve como base dois métodos de obtenção de resultados, um pelo método tradicional de cálculo e outro utilizando-se da simulação em software. Tais resultados nos possibilitaram aprimorar o projeto existente ao mesmo tempo em que comprovou a confiabilidade da simulação para determinadas faixas de operação.

Os resultados de potência e eficiência utilizando a simulação não sofreram influência direta da oscilação da vazão mássica, devido as mesma utilizarem métodos alternativos de cálculos baseados na segunda lei da termodinâmica, ao mesmo tempo em que seu resultado era comparado aos cálculos tradicionais manuais dados pela equação (35).

Os resultados obtidos com a diminuição de aproximadamente 18,5% do tempo de exaustão, que conseqüentemente diminui ao mínimo a fuga de vapor são significativos, dados que com o aumento da distância dos anéis em 6 mm houve redução de aproximadamente 17,4% do consumo de vapor. Além disto, o consumo específico diminui e sua eficiência térmica aumentou em aproximadamente 43,9%.

O consumo de vapor permanece além do limite da caldeira, tal condição é devido ao tempo que a janela de admissão permanece aberta, 158 °CA ou 128 mm de curso, conseqüentemente o motor não consegue atingir sua rotação nominal de trabalho, nesta situação a máxima rotação que o motor pode alcançar é de 400 rpm para manter a potência estável. Para se chegar a rotação de 750 rpm o tempo de abertura deve ser reduzido a aproximadamente 90°CA ou 72,91 mm de curso.

A modificação do tempo de admissão pode ser realizada mediante o dimensionamento dos anéis localizados mais ao centro de êmbolo. Mas devido ao modo como o êmbolo se desloca em comparação ao pistão, onde o movimento do êmbolo é realizado por um mecanismo com uma haste montada excêntrica no eixo do motor, diferentemente do pistão que é montado em uma haste ligada diretamente ao virabrequim, o excêntrico existente deve ser redimensionado ou ajustado, garantindo a simetria entre ambos os lados do pistão ao mesmo tempo em que evita uma contrapressão causada pela falta de sincronização entre pistão e válvula de pistão, esta modificação não foi realizada devido a complexidade e o tempo disposto para tal.

Devido a propriedade do grafite de auto lubrificação, o reprojeto dos anéis possibilitou que o vapor antes expelido para a atmosfera, fosse reaproveitado, reduzindo o consumo e aumentando a eficiência do sistema. Com a preocupação de os mesmos produzirem uma vedação deficiente, seu dimensionamento foi voltado a evitar a fuga de vapor. O projeto baseou-se primeiramente em dimensionar um aço mola de 2 mm no centro dos anéis garantindo uma pré-carga do componente, além disso, os anéis foram dimensionados com o mesmo diâmetro da camisa e possuíam somente um corte para dilatação, como demonstra os APÊNDICES **D** e **E**.

Os materiais utilizados para a camisa do pistão e do distribuidor propiciam o aquecimento mais rápido e evitando a condensação excessiva do vapor no bloco do motor, ajudando a melhorar a eficiência do sistema. Porém, por ser de alumínio tem uma faixa de operação definida, que se ultrapassada, pode causar uma dilatação excessiva e o pistão ou válvula pode entrar em contato com a camisa, danificando os componentes.

Conclui-se ainda, que foi possível obter um resultado satisfatório de eficiência e consumo de vapor, por mais que esse permaneça ainda elevado. Mas tanto o aumento da eficiência como a diminuição do consumo de vapor não são suficientes para a empresa ter o motor funcionando com suas especificações de projeto.

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

6.1. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão de futuros aprimoramentos para o sistema, reprojeter os ângulos de admissão e ajustar ou redimensionar o disco excêntrico. Para tais dimensionamentos um estudo dos parâmetros de sincronização deve ser realizado. Além disto, o modelo em software deve ser aprimorado e ajustado para conter um condensador.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICA

ARONIS, A. N. MARTINS, M. E. S. DALLA NORA, M. **Thermodynamic simulation of a steam engine for electric energy minigeneration**. encit-2018-0347, v. 2030, 2018.

AZO MATERIALS. Online publication for the materials science community. Disponível em: <<https://www.azom.com/aboutus.aspx>> . Acesso em: 20 de janeiro de 2019.

AUSTBØ, B.; LØVSETH, S. W.; GUNDERSEN, T. Annotated bibliography-Use of optimization in LNG process design and operation. **Computers and Chemical Engineering**, v. 71, p. 391–414, 2014.

BALTA, M. T.; KIZILKAN, O.; YILMAZ, F. Energy and exergy analyses of integrated hydrogen production system using high temperature steam electrolysis. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 41, n. 19, p. 8032–8041, 2016.

BP GLOBAL. 67 th edition. Contents is one of the most widely respected. **Statistical Review of World Energy**, p. 1–56, 2018.

CALLISTER, W. D., **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**. John Wiley & Sons, Inc., 2002.

CENGEL, Y. A. **Thermodynamics : An Engineering Approach introduction and basic concepts**. v. 8th Edition, 2015.

DOMKUNDWAR S., KOTHANDARAMAN C. P.,DOMKUNDWAR. **A course in Thermal Engineering**. A. V., Fifth ed., Dhanpat Rai and Co., Educational & Technical Publishers, New Delhi, 2006

DUMONT, O.; DICKES, R.; LEMORT, V. Experimental investigation of four volumetric expanders. **Energy Procedia**, v. 129, p. 859–866, 2017.

DONALD R. ASKELAND E PRADEEP P. PHULÉ – **Ciência e Engenharia dos Materiais**, Tradução da 4ª edição americana, Cengage Learning, 2008.

ENERDATA. Global Energy Trends, 2018 edition. A step backward for the energy transition? **Enerdata**, p. 1, 2018.

GARCIA, M. B. **Características do desgaste de anéis de pistão com diferentes tecnologias de tratamentos superficiais**. p. 138, 2003.

GUPTA, A. et al. **A Review of Heat Engines**. Hydraulic, v. 1, n. July, p. 67–72, 2016.

HE, W.; WANG, J. Optimal selection of air expansion machine in Compressed Air Energy Storage: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 87, n. July 2016, p. 77–95, 2018.

HENN, ÉRICO ANTÔNIO LOPES. **Máquinas de Fluxo**. 6. Ed. Santa Maria, RS: Ed. da UFSM, 2012.

IEA. Energy Efficiency 2018. Analysis and Outlook to 2040. **International Energy Agency**, 2018.

IRENA. **Global Energy Transformation: A Roadmap to 2050**. [s.l: s.n.].2018.

JANNATABADI, M. et al. Energy and exergy analysis of reciprocating natural gas expansion engine based on valve configurations. *Energy*, v. 158, p. 986–1000, 2018.

JUNIOR, V. B. D. O. Modelagem de central termelétrica a vapor para simulação dinâmica **Dissertação apresentada ao Programa de Pós- Graduação em Engenharia Elétrica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo..** 2009.

LAWRENCE H. VAN VLACK – **Princípios de Ciência dos Materiais** – 13ª reimpressão, Editora Edgard Blücher Ltda, 2000.

LEWITT E. H. **Thermodynamics applied to Heat Engines.**, Fifth ed., Sir Isaac Pitman & Sons Ltd. London, 1957

LIANG, Y. et al. Investigation of a cascade waste heat recovery system based on coupling of steam Rankine cycle and NH₃-H₂O absorption refrigeration cycle. **Energy Conversion and Management**, v. 166, n. January, p. 697–703, 2018.

MARTÍNEZ-ZARZOSO, I.; MARUOTTI, A. The impact of urbanization on CO₂emissions: Evidence from developing countries. **Ecological Economics**, v. 70, n. 7, p. 1344–1353, 2011.

MAHLE. **Catálogo de informações técnicas**. 2016. Disponível em: < <https://www.mahle-aftermarket.com/media/local-media-latin-america/catalogs/manuais-tecnicos/2016-04-08-mahle-catalogo-informacoes-tecnicas-2016.pdf> >

MECHANICALTUTORIAL.COM. **Steam Engine – indicator Diagram of Steam Engines**. 2012. Disponível em: < <http://www.mechanicaltutorial.com/indicator-diagram-of-steam-engine> >

MORAN & SHAPIRO. **Engineering Thermodynamics**. [s.l: s.n.]. v. 181. 2010

MOROSUK, T.; TSATSARONIS, G. Splitting physical exergy: Theory and application. **Energy**, 2018.

MUSTAFA F. M. **A 21st Century Vision of Steam Traction**. 2016. Disponível em: < <https://straction.wordpress.com/how-the-steam-engine-of-the-locomotive-works/> >

PATEL, R. C.; KARAMCHANDANI, C. J. **Elements of Heat Engines**. v. I, p. 117–124, 1997.

PEABODY, C. H. **Thermodynamics of The Steam Engines And Other Heat Engine**. 1889.

PEREZ, Carlos Ariel Samundi. **O modelo do elétron livre de Drude completa 100 anos**. 2000. Disponível em <http://www.fsc.ufsc.br/cbef/port/17-3/artpdf/a7.pdf>.

QUOILIN, S. et al. Techno-economic survey of organic rankine cycle (ORC) systems. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 22, p. 168–186, 2013.

RAJPUT, R. K. **Thermal Engineering**. [s.l.] Laxmi Publications Pvt Limited, 2005.

REN21. **Ren21: Renewables 2018 global status report**. 2018.

REYES-BELMONTE, M. A. et al. Annual performance of subcritical Rankine cycle coupled to an innovative particle receiver solar power plant. **Renewable Energy**, v. 130, p. 786–795, 2019.

SANTOS, D. Q.; VIEIRA, D. F. Determinação de coeficiente de expansão térmica do biodiesel e seus impactos no sistema de medição volumétrico. **Eclet. Quím. [online]**, v. 35, p. 107–112, 2010.

SCACCABAROZZI, R. et al. Comparison of working fluids and cycle optimization for heat recovery ORCs from large internal combustion engines. **Energy**, v. 158, p. 396–416, 2018.

SHACKELFORD J.F. **Materials Science for Engineers**, 6th Edition, Prentice Hall. New York, 2005.

SILVA, R. F. Análise energética e exergética de uma micro central de cogeração inserida em uma planta de carbonização de madeira reflorestada, **Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas**. 2009.

SINGH, O. **Applied thermodynamics**, 2003.

ŠKORPÍK, A. J. **Steam engine**. 2012. Disponível em: < <http://www.transformacni-technologie.cz/28.html#menu> >

SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, V. **Fundamentals of Thermodynamics**, 2012.

SPEAR, B. James Watt: The steam engine and the commercialization of patents. **World Patent Information**, v. 30, n. 1, p. 53–58, 2008.

VANSLAMBROUCK, B. et al. Turn waste heat into electricity by using an Organic Rankine Cycle. **2nd European Conference on Polygeneration – 30th March-1st April, 2011–Tarragona, Spain**. B. Vanslambrouck, I. Vankeirsbilck, S. Gusev, M. De Paepe Turn waste heat into electricity by using an Organic Rankine Cycle, 2011.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos de Termodinâmica Clássica**. 4^a ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2004

THIEL, G. P. et al. Thermodynamic equipartition for increased second law efficiency. **Applied Energy**, v. 118, p. 292–299, 2014.

TRANS PACIFIC ENERGY. **Innovative Energy Systems for a Cleaner World**. 2018. Disponível em: < <http://www.transpacenergy.com/> >

UN DESA. United Nations Department of Economic and Social Affairs - **World Urbanization Prospects: The 2018 Revision**. [s.l: s.n.]. v. E.2018.

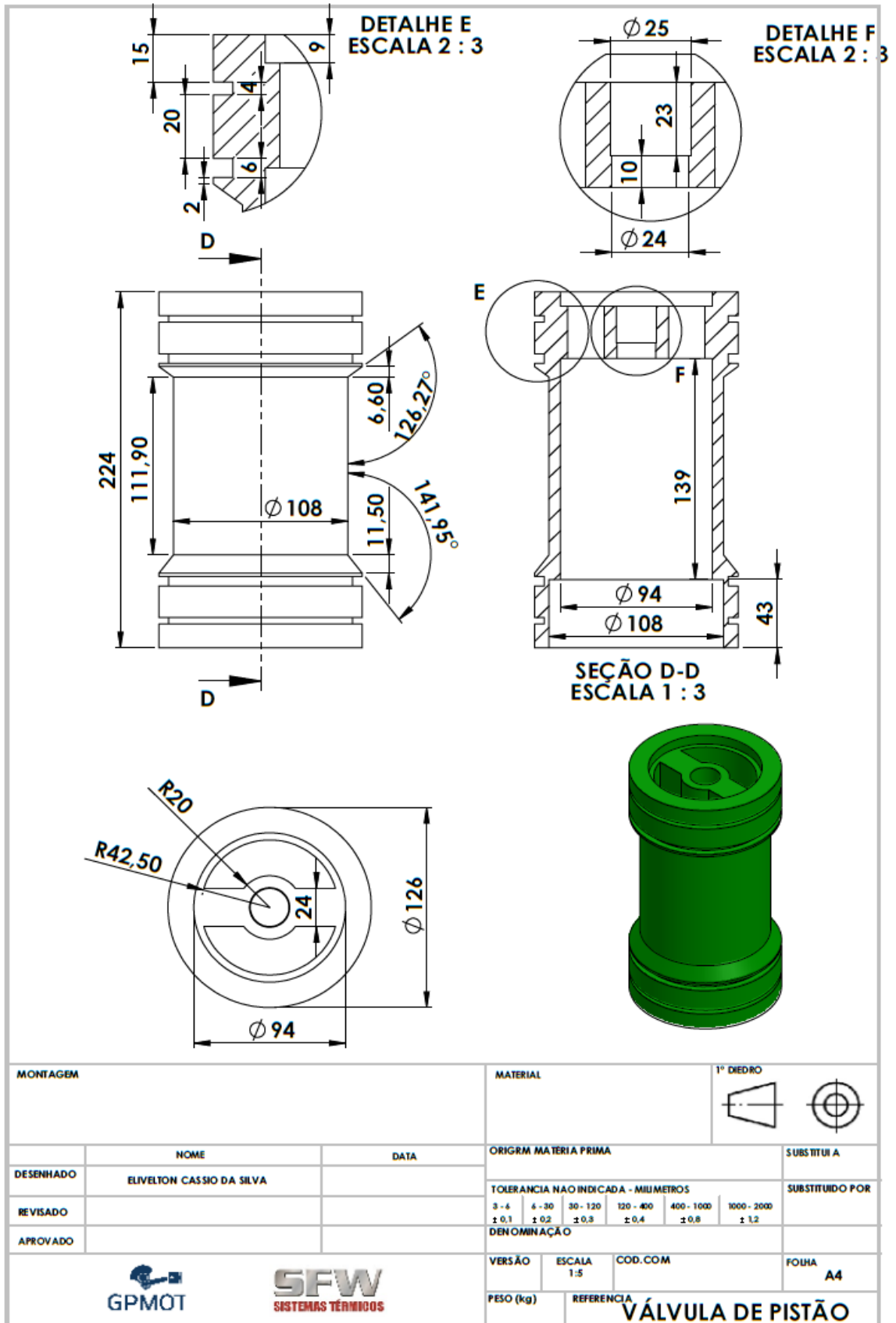
YADAV R, THIRDED., **Thermodynamics and heat engines Vol. II** ,Central Publishing House, Allahabad, 1989.

YADAV R., **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. seventh ed., Central Publishing House, Allahabad, 2004.

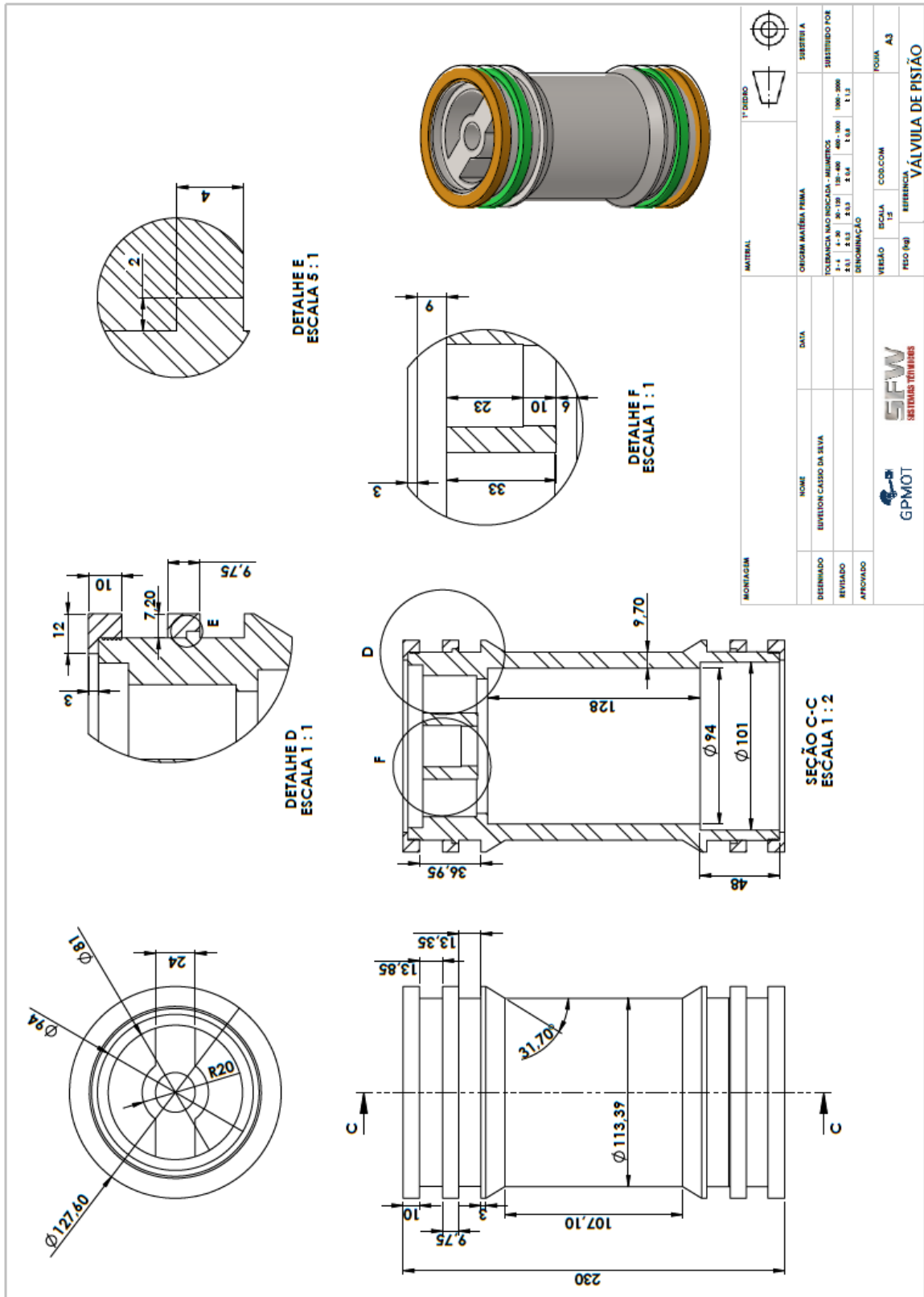
ZEMANSKY, M. W.; DITTMAN, R. D. **Heat and Thermodynamics**, 1997.

ZHOU, F. et al. A review and future application of Rankine Cycle to passenger vehicles for waste heat recovery. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 75, n. August 2016, p. 1008–1021, 2017.

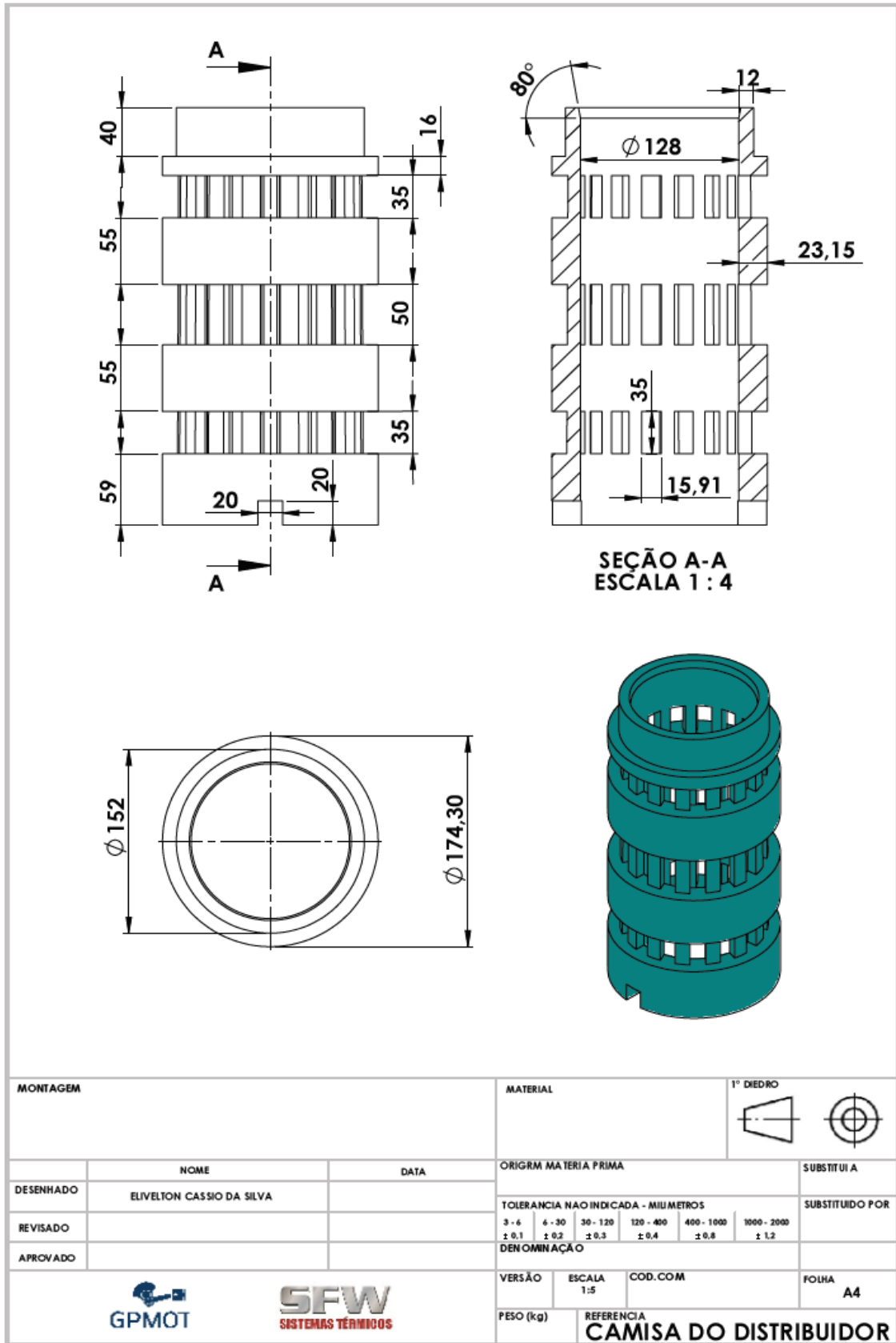
APÊNDICE A – VÁLVULA DE PISTÃO (PROJETO ANTIGO)



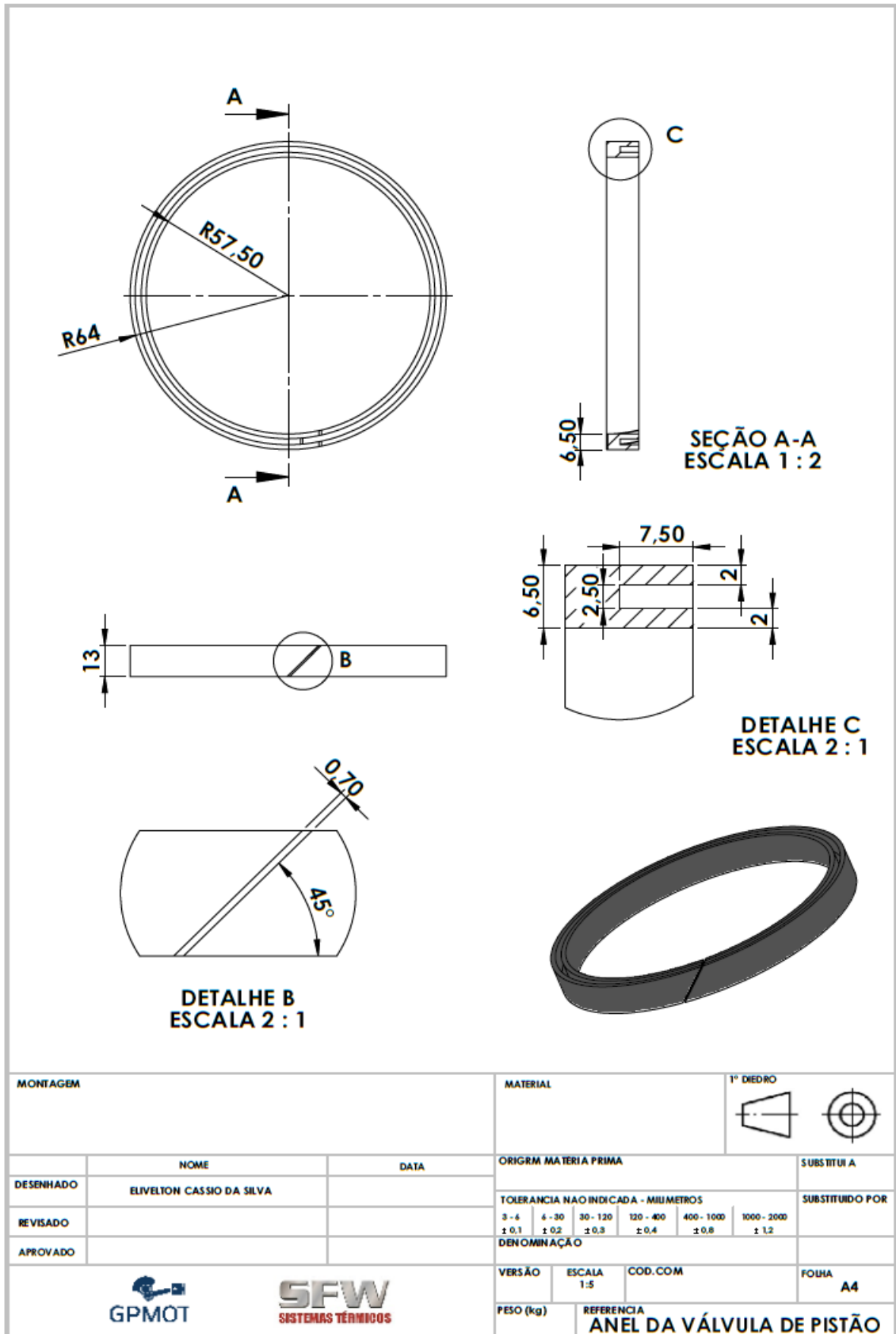
APÊNDICE B – VÁLVULA DE PISTÃO (REPROJETADA)



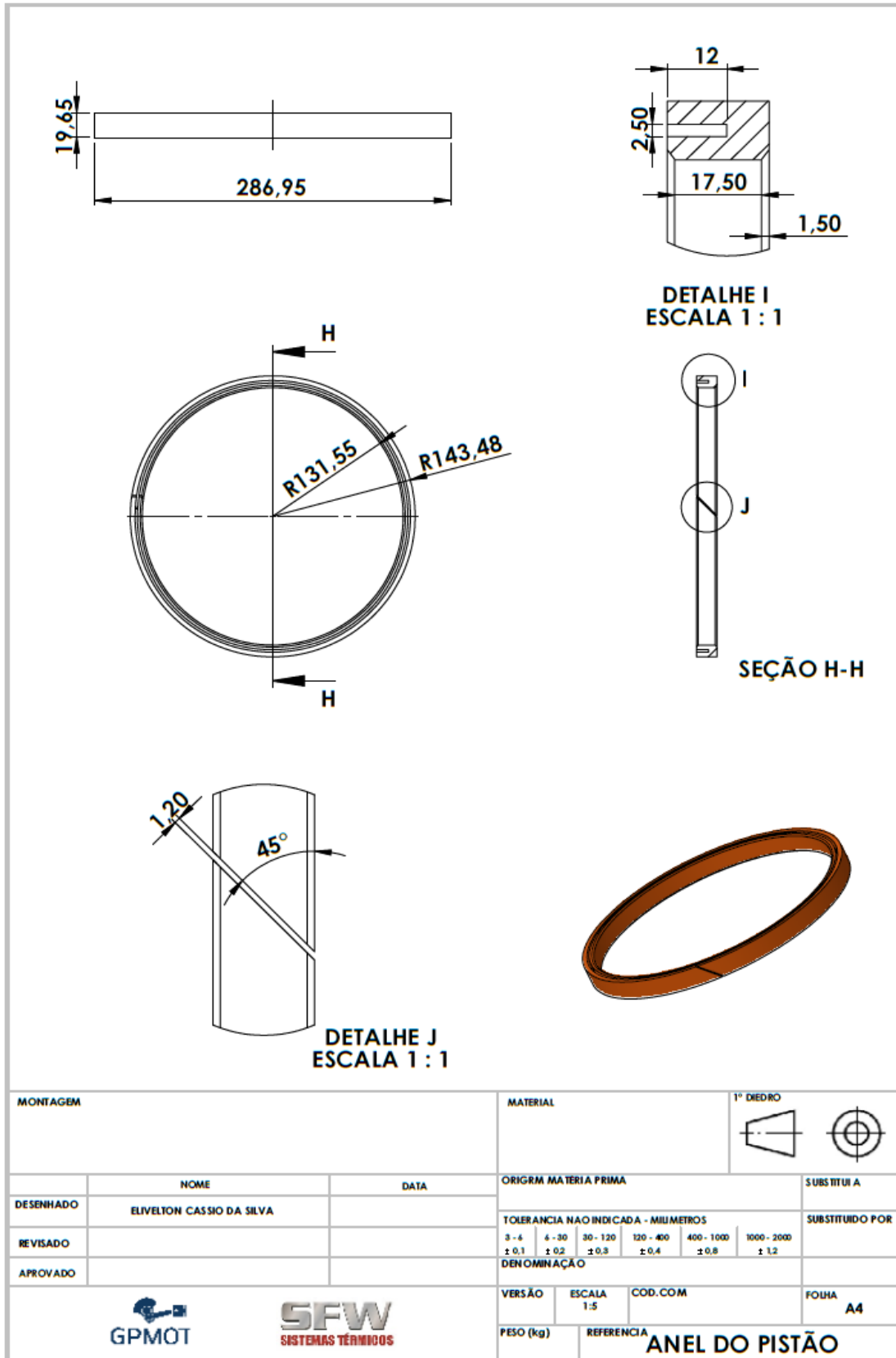
APÊNDICE C – CAMISA DO DISTRIBUIDOR



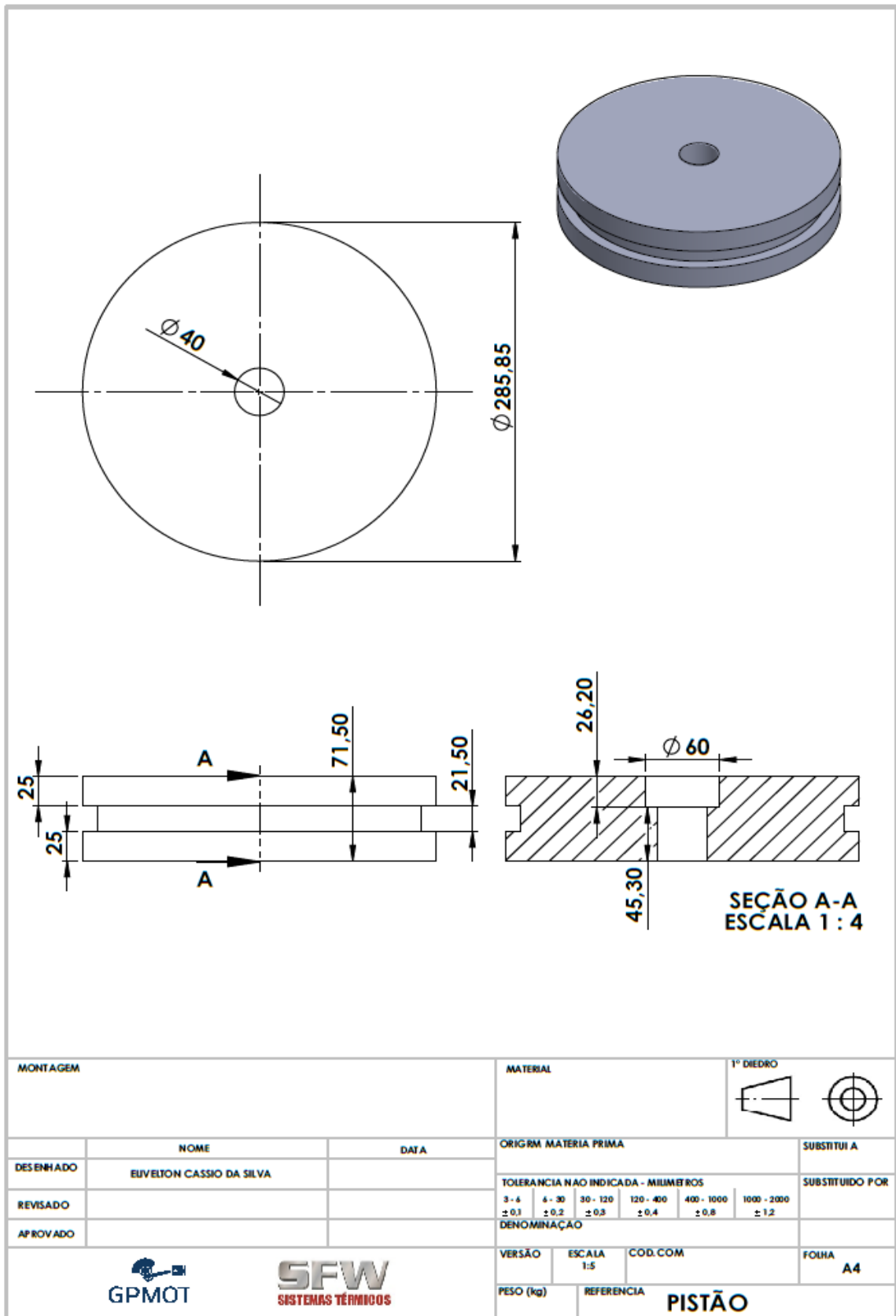
APÊNDICE D – ANEL DO DISTRIBUIDOR



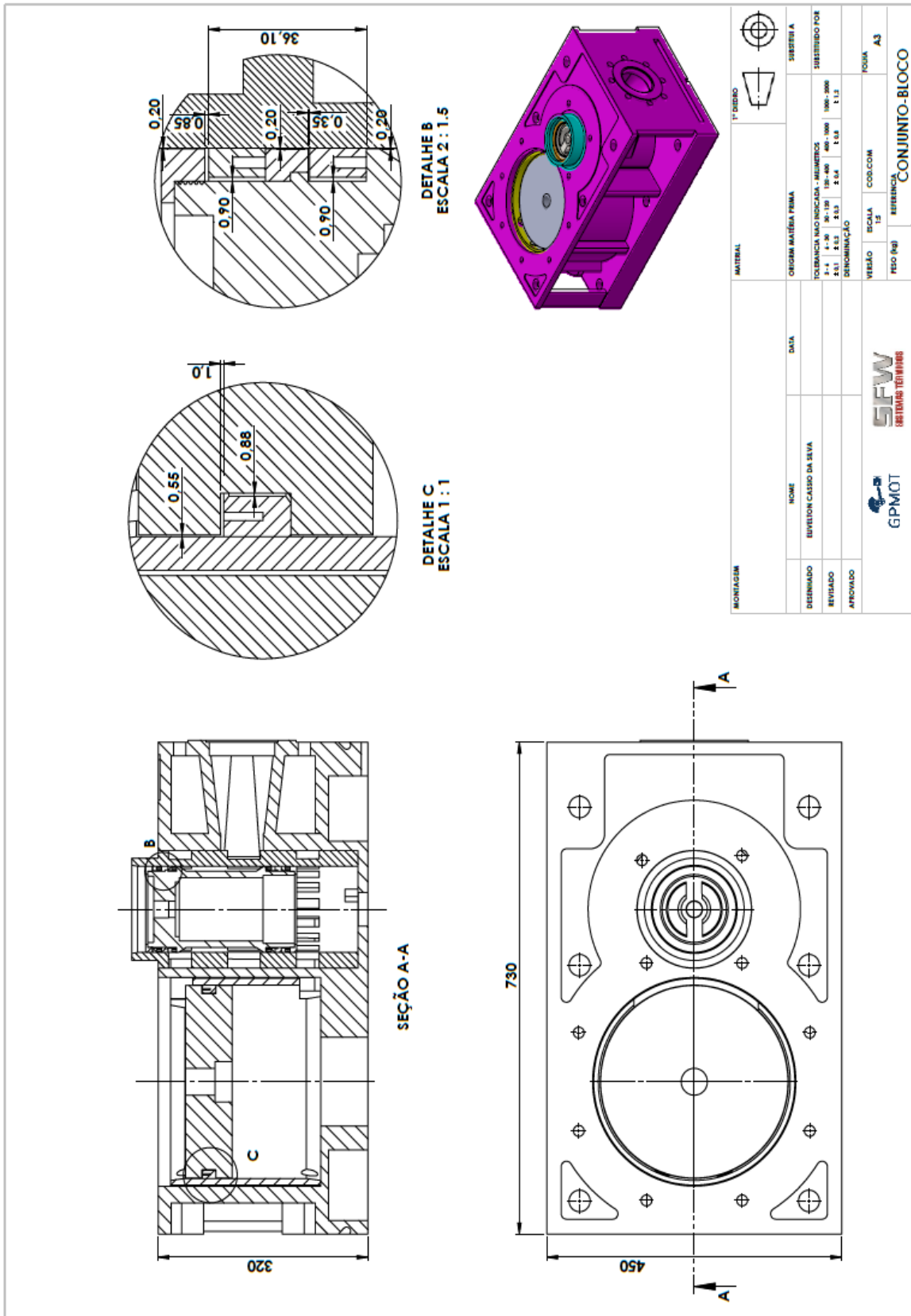
APÊNDICE E – ANEL DO PISTÃO



APÊNDICE F – PISTÃO



APÊNDICE G – MONTAGEM DOS CONJUNTOS NO BLOCO E FOLGAS



ANEXO A – INFORMAÇÕES TÉCNICAS DO MOTOR A VAPOR

INFORMAÇÕES TÉCNICAS		
Modelo	MVPSI - 100	MVPSI - 200
Pressão máxima de trabalho (Kg/cm ²):	10 a 20	
Pressão mínima de trabalho (Kg/cm ²):	06	
Consumo máximo de vapor (Kg/h)	1.200	2.400
Potência mecânica gerada (CV):	100	200
Potência elétrica indicada (Kw/h):	75	150
Voltagem de trabalho (volts):	220/380	
Ciclagem (Hz):	50 / 60	
Rotação de trabalho (rpm):	750	
Rotação máxima bloqueio automático (rpm):	910	
Controle de rotação	Válvula proporcional	
Controle de trabalho	Software	
Tipo de Vapor	Desumidificado	
Número de cilindros	1	2
Sistema de lubrificação de mancais e articulações	Circuito fechado de óleo	
Lubrificação dos anéis de segmento.	Grafite cerâmico sem óleo	
Combustíveis	Biomassa / Solar / Gás / Óleo	

Fonte: SFW SISTEMAS TÉRMICOS (2019)

ANEXO B - TABELAS TERMODINÂMICAS

Água saturada: tabela em função da pressão

Pressão kPa	Temp. °C	Volume específico (m ³ /kg)		Energia interna (kJ/kg)			Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg K)		
		Líquido sat.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.	Líquido sat.	Evap.	Vapor sat.
<i>P</i>	<i>T</i>	<i>v_l</i>	<i>v_v</i>	<i>u_l</i>	<i>u_{lv}</i>	<i>u_v</i>	<i>h_l</i>	<i>h_{lv}</i>	<i>h_v</i>	<i>s_l</i>	<i>s_{lv}</i>	<i>s_v</i>
0,6113	0,01	0,001000	206,132	0	2375,3	2375,3	0,00	2501,30	2501,30	0,0000	9,1562	9,1562
1	6,98	0,001000	129,20802	29,29	2355,69	2384,98	29,29	2484,89	2514,18	0,1059	8,8697	8,9756
1,5	13,03	0,001001	87,98013	54,70	2338,63	2393,32	54,70	2470,59	2525,30	0,1956	8,6322	8,8278
2	17,50	0,001001	67,00385	73,47	2326,02	2399,48	73,47	2460,02	2533,49	0,2607	8,4629	8,7236
2,5	21,08	0,001002	54,25385	88,47	2315,93	2404,40	88,47	2451,56	2540,03	0,3120	8,3311	8,6431
3	24,08	0,001003	45,66502	101,03	2307,48	2408,51	101,03	2444,47	2545,50	0,3545	8,2231	8,5775
4	28,96	0,001004	34,80015	121,44	2293,73	2415,17	121,44	2432,93	2554,37	0,4226	8,0520	8,4746
5	32,88	0,001005	28,19251	137,79	2282,70	2420,49	137,79	2423,66	2561,45	0,4763	7,9187	8,3950
7,5	40,29	0,001008	19,23775	168,76	2261,74	2430,50	168,77	2406,02	2574,79	0,5763	7,6751	8,2514
10	45,81	0,001010	14,67355	191,79	2246,10	2437,89	191,81	2392,82	2584,63	0,6492	7,5010	8,1501
15	53,97	0,001014	10,02218	225,90	2222,83	2448,73	225,91	2373,14	2599,06	0,7548	7,2536	8,0084
20	60,06	0,001017	7,64937	251,35	2205,36	2456,71	251,38	2358,33	2609,70	0,8319	7,0766	7,9085
25	64,97	0,001020	6,20424	271,88	2191,21	2463,08	271,90	2346,29	2618,19	0,8930	6,9383	7,8313
30	69,10	0,001022	5,22918	289,18	2179,22	2468,40	289,21	2336,07	2625,28	0,9439	6,8247	7,7686
40	75,87	0,001026	3,99345	317,51	2159,49	2477,00	317,55	2319,19	2636,74	1,0258	6,6441	7,6700
50	81,33	0,001030	3,24034	340,42	2143,43	2483,85	340,47	2305,40	2645,87	1,0910	6,5029	7,5939
75	91,77	0,001037	2,21711	394,29	2112,39	2496,67	384,36	2278,59	2662,96	1,2129	6,2434	7,4563
100	99,62	0,001043	1,69400	417,33	2088,72	2506,06	417,44	2258,02	2675,46	1,3025	6,0568	7,3593
125	105,99	0,001048	1,37490	444,16	2069,32	2513,48	444,30	2241,05	2685,35	1,3739	5,9104	7,2843
150	111,37	0,001053	1,15933	466,92	2052,72	2519,64	467,08	2226,46	2693,54	1,4335	5,7897	7,2232
175	116,06	0,001057	1,00363	486,78	2038,12	2524,90	486,97	2213,57	2700,53	1,4848	5,6868	7,1717
200	120,23	0,001061	0,88573	504,47	2025,02	2529,49	504,68	2201,96	2706,63	1,5300	5,5970	7,1271
225	124,00	0,001064	0,79325	520,45	2013,10	2533,56	520,69	2191,35	2712,04	1,5705	5,5173	7,0878
250	127,43	0,001067	0,71871	535,08	2002,14	2537,21	535,34	2181,55	2716,89	1,6072	5,4455	7,0526
275	130,60	0,001070	0,65731	548,57	1991,95	2540,53	548,87	2172,42	2721,29	1,6407	5,3801	7,0208
300	133,55	0,001073	0,60582	561,13	1982,43	2543,55	561,45	2163,85	2725,30	1,6717	5,3201	6,9918
325	136,30	0,001076	0,56201	572,88	1973,46	2546,34	573,23	2155,76	2728,99	1,7005	5,2646	6,9651
350	138,88	0,001079	0,52425	583,93	1964,98	2548,92	584,31	2148,10	2732,40	1,7274	5,2130	6,9404
375	141,32	0,001081	0,49137	594,38	1956,93	2551,31	594,79	2140,79	2735,58	1,7527	5,1647	6,9174
400	143,63	0,001084	0,46246	604,29	1949,26	2553,55	604,73	2133,81	2738,53	1,7766	5,1193	6,8958
450	147,93	0,001088	0,41398	622,75	1934,87	2557,62	623,24	2120,67	2743,91	1,8206	5,0359	6,8565
500	151,86	0,001093	0,37489	639,66	1921,57	2561,23	640,21	2108,47	2748,67	1,8606	4,9606	6,8212
550	155,48	0,001097	0,34268	655,30	1909,17	2564,47	655,91	2097,04	2752,94	1,8972	4,8920	6,7892
600	158,85	0,001101	0,31567	669,88	1897,52	2567,40	670,54	2086,26	2756,80	1,9311	4,8289	6,7600
650	162,01	0,001104	0,29268	683,55	1886,51	2570,06	684,26	2076,04	2760,30	1,9627	4,7704	6,7330
700	164,97	0,001108	0,27286	696,43	1876,07	2572,49	697,20	2066,30	2763,50	1,9922	4,7158	6,7080
750	167,77	0,001111	0,25560	708,62	1866,11	2574,73	709,45	2056,89	2766,43	2,0199	4,6647	6,6846
800	170,43	0,001115	0,24043	720,20	1856,58	2576,79	721,10	2048,04	2769,13	2,0461	4,6166	6,6627

Fonte: VAN WYLEN, G. J. (2004)

Vapor d'água superaquecido												
T	v	u	h	s	v	u	h	s	v	u	h	s
	(m ³ /kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg K)	(m ³ /kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg K)	(m ³ /kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg)	(kJ/kg K)
P = 1000 kPa (179,91)				P = 1200 kPa (187,99)				P = 1400 kPa (195,07)				
Sat.	0,19444	2583,64	2778,08	6,5864	0,16333	2588,82	2784,82	6,5233	0,14084	2592,83	2790,00	6,4692
200	0,20596	2621,90	2827,86	6,6939	0,16930	2612,74	2815,90	6,5898	0,14302	2603,09	2803,32	6,4975
250	0,23268	2709,91	2942,59	6,9246	0,19235	2704,20	2935,01	6,8293	0,16350	2698,32	2927,22	6,7467
300	0,25794	2793,21	3051,15	7,1228	0,21382	2789,22	3045,80	7,0316	0,18228	2785,16	3040,35	6,9533
350	0,28247	2875,18	3157,65	7,3010	0,23452	2872,16	3153,59	7,2120	0,20026	2869,12	3149,49	7,1359
400	0,30659	2957,29	3263,88	7,4650	0,25480	2954,90	3260,66	7,3773	0,21780	2952,50	3257,42	7,3025
500	0,35411	3124,34	3478,44	7,7621	0,29463	3122,72	3476,28	7,6758	0,25215	3121,10	3474,11	7,6026
600	0,40109	3296,76	3697,85	8,0289	0,33393	3295,60	3696,32	7,9434	0,28596	3294,44	3694,78	7,8710
700	0,44779	3475,35	3923,14	8,2731	0,37294	3474,48	3922,01	8,1881	0,31947	3473,61	3920,87	8,1160
800	0,49432	3660,46	4154,78	8,4996	0,41177	3659,77	4153,90	8,4149	0,3528	3659,09	4153,03	8,3431
900	0,54075	3852,19	4392,94	8,7118	0,45051	3851,62	4392,23	8,6272	0,38606	3851,05	4391,53	8,5555
1000	0,58712	4050,49	4637,60	8,9119	0,48919	4049,98	4637,00	8,8274	0,41924	4049,47	4636,41	8,7558
1100	0,63345	4255,09	4888,55	9,1016	0,52783	4254,61	4888,02	9,0171	0,45239	4254,14	4887,49	8,9456
1200	0,67977	4465,58	5145,36	9,2821	0,56646	4465,12	5144,87	9,1977	0,48552	4464,65	5144,38	9,1262
1300	0,72608	4681,33	5407,41	9,4542	0,60507	4680,86	5406,95	9,3698	0,51864	4680,39	5406,49	9,2983
P = 1600 kPa (201,40)				P = 1800 kPa (207,15)				P = 2000 kPa (212,42)				
Sat.	0,12380	2595,95	2794,02	6,4217	0,11042	2598,38	2797,13	6,3793	0,09963	2600,26	2799,51	6,3408
250	0,14184	2692,26	2919,20	6,6732	0,12497	2686,02	2910,96	6,6066	0,11144	2679,58	2902,46	6,5452
300	0,15862	2781,03	3034,83	6,8844	0,14021	2776,83	3029,21	6,8226	0,12547	2772,56	3023,50	6,7663
350	0,17456	2866,05	3145,35	7,0693	0,15457	2862,95	3141,18	7,0099	0,13857	2859,81	3136,96	6,9562
400	0,19005	2950,09	3254,17	7,2373	0,16847	2947,66	3250,90	7,1793	0,15120	2945,21	3247,60	7,1270
450	-	-	-	-	-	-	-	-	0,16353	3030,41	3357,48	7,2844
500	0,22029	3119,47	3471,93	7,5389	0,19550	3117,84	3469,75	7,4824	0,17568	3116,20	3467,55	7,4316
600	0,24998	3293,27	3693,23	7,8080	0,22199	3292,10	3691,69	7,7523	0,19960	3290,93	3690,14	7,7023
700	0,27937	3472,74	3919,73	8,0535	0,24818	3471,87	3918,59	7,9983	0,22323	3470,99	3917,45	7,9487
800	0,30859	3658,40	4152,15	8,2808	0,27420	3657,71	4151,27	8,2258	0,24668	3657,03	4150,40	8,1766
900	0,33772	3850,47	4390,82	8,4934	0,30012	3849,90	4390,11	8,4386	0,27004	3849,33	4389,40	8,3895
1000	0,36678	4048,96	4635,81	8,6938	0,32598	4048,45	4635,21	8,6390	0,29333	4047,94	4634,61	8,5900
1100	0,39581	4253,66	4886,95	8,8837	0,35180	4253,18	4886,42	8,8290	0,31659	4252,71	4885,89	8,7800
1200	0,42482	4464,18	5143,89	9,0642	0,37761	4463,71	5143,40	9,0096	0,33984	4463,25	5142,92	8,9606
1300	0,45382	4679,92	5406,02	9,2364	0,40340	4679,44	5405,56	9,1817	0,36306	4678,97	5405,10	9,1328
P = 2500 kPa (223,99)				P = 3000 kPa (233,90)				P = 4000 kPa (250,40)				
Sat.	0,07998	2603,13	2803,07	6,2574	0,06668	2604,10	2804,14	6,1869	0,04978	2602,27	2801,38	6,0700
250	0,08700	2662,55	2880,06	6,4084	0,07058	2644,00	2855,75	6,2871	-	-	-	-
300	0,09890	2761,56	3008,81	6,6437	0,08114	2750,05	2993,48	6,5389	0,05884	2725,33	2960,68	6,3614
350	0,10976	2851,84	3126,24	6,8402	0,09053	2843,66	3115,25	6,7427	0,06645	2826,65	3092,43	6,5820
400	0,12010	2939,03	3239,28	7,0147	0,09936	2932,75	3230,82	6,9211	0,07341	2919,88	3213,51	6,7689
450	0,13014	3025,43	3350,77	7,1745	0,10787	3020,38	3344,00	7,0833	0,08003	3010,13	3330,23	6,9362
500	0,13998	3112,08	3462,04	7,3233	0,11619	3107,92	3456,48	7,2337	0,08643	3099,49	3445,21	7,0900
600	0,15930	3287,99	3686,25	7,5960	0,13243	3285,03	3682,34	7,5084	0,09885	3279,06	3674,44	7,3688
700	0,17832	3468,80	3914,59	7,8435	0,14838	3466,59	3911,72	7,7571	0,11095	3462,15	3905,94	7,6198
800	0,19716	3655,30	4148,20	8,0720	0,16414	3653,58	4146,00	7,9862	0,12287	3650,11	4141,59	7,8502
900	0,21590	3847,89	4387,64	8,2853	0,17980	3846,46	4385,87	8,1999	0,13469	3843,59	4382,34	8,0647
1000	0,23458	4046,67	4633,12	8,4860	0,19541	4045,40	4631,63	8,4009	0,14645	4042,87	4628,65	8,2661
1100	0,25322	4251,52	4884,57	8,6761	0,21098	4250,33	4883,26	8,5911	0,15817	4247,96	4880,63	8,4566
1200	0,27185	4462,08	5141,70	8,8569	0,22652	4460,92	5140,49	8,7719	0,16987	4458,60	5138,07	8,6376
1300	0,29046	4677,80	5403,95	9,0291	0,24206	4676,63	5402,81	8,9442	0,18156	4674,29	5400,52	8,8099

Fonte: VAN WYLEN, G. J. (2004)