

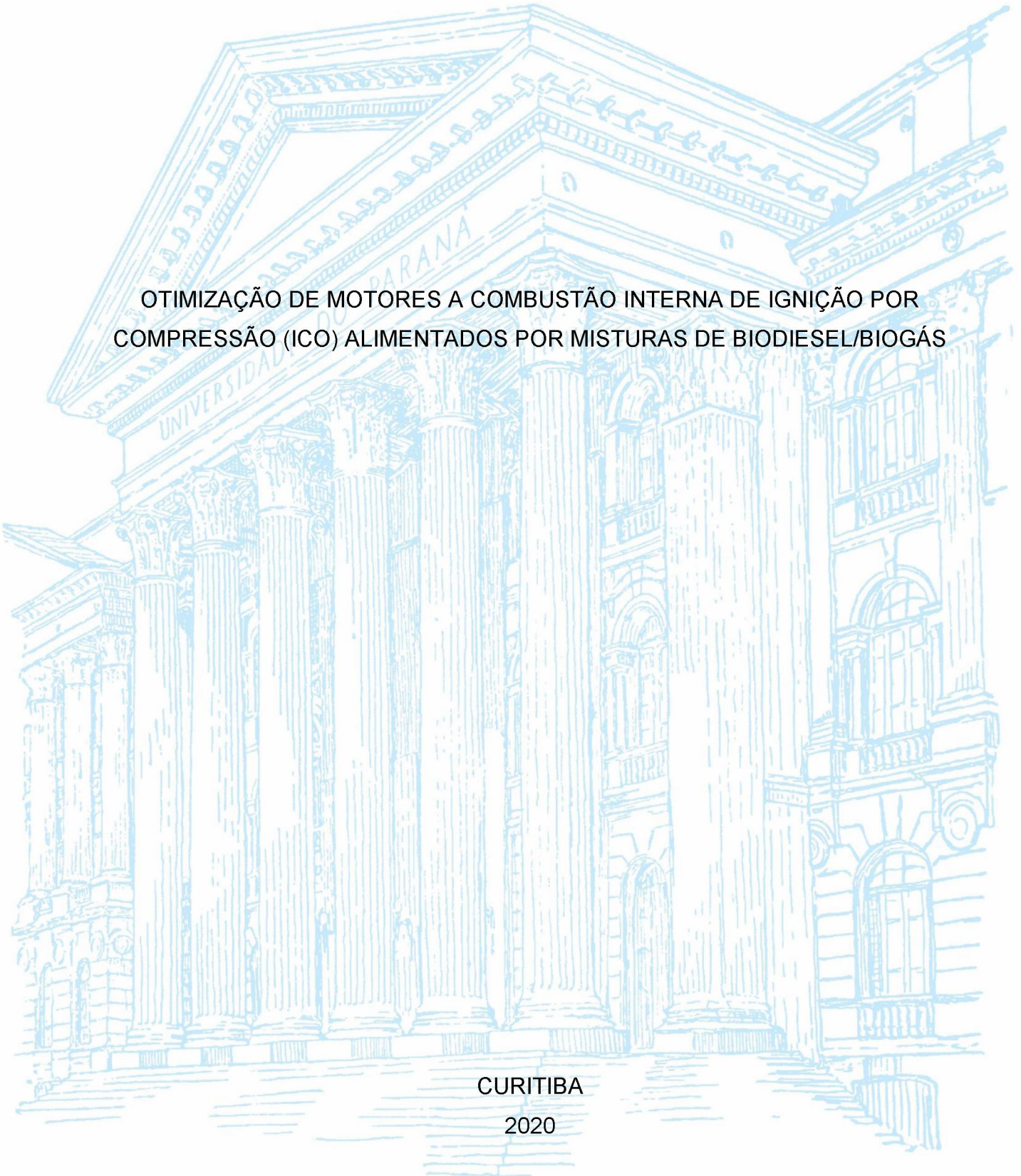
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

SIDYEL ARCANJO

OTIMIZAÇÃO DE MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA DE IGNIÇÃO POR
COMPRESSÃO (ICO) ALIMENTADOS POR MISTURAS DE BIODIESEL/BIOGÁS

CURITIBA

2020



SIDYEL ARCANJO

OTIMIZAÇÃO DE MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA DE IGNIÇÃO POR
COMPRESSÃO (ICO) ALIMENTADOS POR MISTURAS DE BIODIESEL/BIOGÁS

Dissertação apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas

CURITIBA

2020

Catálogo na Fonte: Sistema de Bibliotecas, UFPR
Biblioteca de Ciência e Tecnologia

A668o Arcanjo, Sidel
Otimização de motores a combustão interna de ignição por compressão (ICO) alimentados por misturas de biodiesel/biogás [recurso eletrônico] / Sidel Arcanjo. – Curitiba, 2020.

Dissertação - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2020.

Orientador: José Viriato Coelho Vargas

1. Termodinâmica. 2. Biodiesel. 3. Biogás. 4. Entropia. 5. Motores de combustão interna. I. Universidade Federal do Paraná. II. Vargas, José Viriato Coelho. III. Título.

CDD: 536.7

Bibliotecário: Elias Barbosa da Silva CRB-9/1894



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
SETOR DE TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO ENGENHARIA
MECÂNICA - 40001018040P5

TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em ENGENHARIA MECÂNICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da Dissertação de Mestrado de SIDYEL ARCANJO intitulada: **OTIMIZAÇÃO DE MOTORES A COMBUSTÃO INTERNA DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO (ICO) ALIMENTADOS POR MISTURAS DE BIODIESEL/BIOGÁS**, sob orientação do Prof. Dr. JOSE VIRIATO COELHO VARGAS, que após terem inquirido o aluno e realizada a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua **APROVAÇÃO** no rito de defesa. A outorga do título de mestre está sujeita à homologação pelo colegiado, ao atendimento de todas as indicações e correções solicitadas pela banca e ao pleno atendimento das demandas regimentais do Programa de Pós-Graduação.

CURITIBA, 19 de Novembro de 2020.

JOSE VIRIATO COELHO VARGAS

Presidente da Banca Examinadora (UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ)

LUCIANO KIYOSHI ARAKI

Avaliador Interno (UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ)

JEFERSON AVILA SOUZA

Avaliador Externo (UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE)

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, gostaria de agradecer a Deus por este privilégio e condição de alcançar mais esta conquista pessoal na minha carreira profissional, e segundo, à minha família que tem me apoiado sempre nas horas de grandes turbulências.

Quero agradecer também ao grupo NPDEAS da UFPR que tem me acolhido desde a minha graduação em Engenharia Mecânica, e principalmente, ao caríssimo Prof. Dr. José Viriato Coelho Vargas, que tem me orientado da melhor forma possível, para que eu atingisse esse objetivo, sendo ele um dos meus inspiradores para a busca de mais conhecimento e formação acadêmica.

RESUMO

A dissertação realizou a otimização termodinâmica de um motor a combustão interna de ICO com misturas de combustíveis, através do método da minimização da geração de entropia. Partindo de um modelo matemático existente e validado experimentalmente, adicionou-se ao modelo numérico o sistema de bombeamento de combustível com base na modelagem de sistemas físicos, aprimorando os resultados da simulação quando os parâmetros são avaliados assintoticamente. Também foi adicionado ao modelo a eficiência volumétrica, aproximando os resultados ainda mais dos valores experimentais. O método utilizado para calcular a mínima geração de entropia média do sistema foi a modelagem matemática pela segunda lei da termodinâmica do sistema, gerando equações diferenciais ordinárias (EDO) para cada etapa do ciclo motor ICO. A taxa de entropia média gerada no ciclo motor foi calculada pela soma das taxas de geração de entropia em todas as etapas do ciclo. A seguir, todas as EDO e variáveis do sistema foram adimensionalizadas, e o estudo de otimização foi assim normalizado para generalização dos resultados. O problema de otimização foi formulado com base em análises paramétricas, tanto de parâmetros operacionais quanto geométricos de um motor ICO, e as funções objetivo para otimização são as eficiências termodinâmicas do sistema, η_{ef} e η_{II} . Para as variáveis operacionais, uma curva ótima para a razão de corte, $r_{c,ótimo}$ foi apresentada para uma faixa de rotação do motor dada por $800 < N < 3000rpm$. Igualmente para a razão de equivalência, ϕ , um máximo para η_{ef} é identificado para valores na faixa $0,8 < \phi < 0,9$. Similarmente para as variáveis geométricas, o adimensional do diâmetro das válvulas do motor, \mathcal{G} , apresentou uma faixa ótima de operação para $0,25 < \mathcal{G} \leq 1$, e para $\mathcal{G} < 0,25$, η_{II} diminui significativamente, porém, o coeficiente de descarga, C_d , compensa parte das perdas, se ele for melhorado pelo menos na ordem de 12%. Para as relações cinemáticas do motor ICO, somente, o diâmetro-curso do pistão, B , apresentou um máximo em $B = 0,5$. E, para a taxa de compressão, CR , um máximo para η_{ef} foi identificado para a faixa $16 < CR < 19$. Curvas de irreversibilidade em função da composição das misturas de combustíveis são apresentadas e, as misturas de Biodiesel/Biogás tenderam aos valores de Biodiesel puro. Portanto, as principais conclusões e contribuições desta dissertação são: foi realizada uma otimização termodinâmica de um modelo matemático transiente e adimensional para qualquer motor ICO, com modelagem do processo de combustão, possibilitando a análise das misturas Diesel, biodiesel e biogás; conhecimento da curva $r_{c,ótimo}$ para qualquer faixa de operação de um motor ICO, sendo que isto não era disponível na literatura atual, bem como as análises de otimização termodinâmica adimensionais para as relações cinemáticas de um motor ICO também não eram disponíveis na literatura, dentro do conhecimento do autor. Como um resultado desta dissertação, o modelo matemático encontra-se preparado para realizar a análise construtal, e termoeconômica de motores ICO. Para trabalhos futuros, sugere-se incluir no modelo o cálculo de emissões, com posterior validação experimental, a fim de permitir que o modelo seja capaz de prever e minimizar o impacto ambiental de motores ICO multicompostíveis.

Palavras-chave: Otimização termodinâmica; minimização da geração de entropia; modelo adimensional; otimização de parâmetros geométricos.

ABSTRACT

The dissertation carried out the thermodynamic optimization of an ICO internal combustion engine with fuel mixtures, through the method of minimizing the generation of entropy. Starting from an existing mathematical model and experimentally validated, the fuel pumping system based on the modeling of physical systems was added to the numerical model, improving the results of the simulation when the parameters are evaluated asymptotically. Volumetric efficiency was also added to the model, bringing the results even closer to the experimental values. The method used to calculate the minimum average entropy generation of the system was mathematical modeling by the second law of the system's thermodynamics, generating ordinary differential equations (ODE) for each stage of the ICO motor cycle. The average entropy rate generated in the motor cycle was calculated by adding the entropy generation rates at all stages of the cycle. Next, all ODE and system variables were dimensioned, and the optimization study was thus normalized to generalize the results. The optimization problem was formulated based on parametric analysis, both of operational and geometric parameters of an ICO engine, and the objective functions for optimization are the thermodynamic efficiencies of the system, η_{ef} and η_{II} . For the operational variables, an optimal curve for the cut-off ratio, $r_{c, \acute{o}timo}$ was presented for an engine speed range given by $800 < N < 3000 rpm$. Also, for the equivalence ratio, ϕ , a maximum for η_{ef} is identified for values in the range $0,8 < \phi < 0,9$. Similarly for the geometric variables, the dimensionless diameter of the engine valves, ϑ , presented an optimal range of operation for $0,25 < \vartheta \leq 1$ and, for $\vartheta < 0,25$, the η_{II} significantly decreases, however, the discharge coefficient, C_d , compensates for part of the losses, if it is improved by at least 12%. For the kinematic relations of the ICO engine, only the piston stroke-diameter, B showed a maximum in $B \square 0,5$. Also, for the compression rate, CR , a maximum for η_{ef} was identified for values in the range $16 < CR < 19$. Irreversibility curves according to the composition of the fuel mixtures are presented and, the Biodiesel / Biogas mixtures tended to the values of pure Biodiesel. Therefore, the main conclusions and contributions of this dissertation are: a thermodynamic optimization of a transient and dimensionless mathematical model was performed for any ICO engine, with modeling of the combustion process, enabling the analysis of diesel, biodiesel and biogas mixtures; knowledge of the $r_{c, \acute{o}timo}$ curve for any operating range of an ICO engine, which was not available in the current literature, as well as the dimensionless thermodynamic optimization analyzes for the kinematic relationships of an ICO engine were also not available in the literature, within the knowledge of the author. As a result of this dissertation, the mathematical model is prepared to carry out the structural and thermoeconomic analysis of ICO engines. For future work, it is suggested to include the emission calculation in the model, with subsequent experimental validation, in order to allow the model to be able to predict and minimize the environmental impact of multi-fuel ICO engines.

Keywords: Thermodynamic optimization; Entropy Generation Minimization; dimensionless model; optimization of geometric parameters.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 – SISTEMA DE PRODUÇÃO DE BIODIESEL/BIOGÁS E MULTIGERAÇÃO NO NPDEAS	18
FIGURA 1.2 – ETAPAS (TEMPOS) DE UM MOTOR DE QUATRO TEMPOS.	20
FIGURA 1.3 – CORTE DA PARTE SUPERIOR DE UM MOTOR ICO (VOLUME MORTO)	22
FIGURA 1.4 – MECANISMO BIELA-MANIVELA DE UM MOTOR ICO	22
FIGURA 2.1 – ITEMIZAÇÃO DO ESTADO DA ARTE PARA MISTURAS DE BIOCOMBUSTÍVEIS	28
FIGURA 3.1 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO SISTEMA DE BOMBEAMENTO DE COMBUSTÍVEL DE UM MOTOR ICO	31
FIGURA 3.2 – FLUXOGRAMA ESQUEMÁTICO PARA MODELAGEM DE SISTEMAS FÍSICOS	36
FIGURA 3.3 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE UM MOTOR ICO	37
FIGURA 3.4 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO PROCESSO DE ADMISSÃO DE AR E DE COMBUSTÍVEL	40
FIGURA 3.5 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO PROCESSO DE COMPRESSÃO DOS GASES	44
FIGURA 3.6 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO PROCESSO DE EXPANSÃO DE UM MOTOR ICO	47
FIGURA 3.7 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO PROCESSO DE EXAUSTÃO DOS GASES	48
FIGURA 3.8 – TABELA DE ANÁLISE DA COMPOSIÇÃO DE MISTURAS DE COMBUSTÍVEIS	68
FIGURA 3.9 – ALGORITMO COMPUTACIONAL	70
FIGURA 4.1 – COMPORTAMENTO TRANSIENTE DAS MASSAS DO SISTEMA ..	71
FIGURA 4.2 – CURVA $p.V$ DIMENSIONAL DE UM MOTOR ICO	72
FIGURA 4.3 – TEMPERATURA DIMENSIONAL	72
FIGURA 4.4 – CONSUMO HORA DE COMBUSTÍVEL DIMENSIONAL	73
FIGURA 4.5 – POTÊNCIA E TORQUE EFETIVO DIMENSIONAL	73
FIGURA 4.6 – TAXA DE GERAÇÃO DE ENTROPIA DIMENSIONAL	74

FIGURA 4.7 – COMPARATIVO DAS CURVAS DE POTÊNCIA E TORQUE ANTES E APÓS A MODELAGEM DO SISTEMA DE BOMBEAMENTO DE COMBUSTÍVEL	75
FIGURA 4.8 – COMPARATIVO DAS EFICIÊNCIAS EM FUNÇÃO DAS ROTAÇÕES	76
FIGURA 4.9 – COEFICIENTES DE AJUSTE EMPÍRICO E GRADIENTE DE TEMPERATURA	77
FIGURA 4.10 – COMPARAÇÃO DAS CURVAS CHC ANTES E APÓS OS AJUSTES	78
FIGURA 4.11 – COMPARAÇÃO DAS CURVAS DE POTÊNCIA E TORQUE ANTES E APÓS OS AJUSTES	78
FIGURA 4.12 – COMPORTAMENTO DAS MASSAS DO SISTEMA DIMENSIONAL E ADIMENSIONAL.....	79
FIGURA 4.13 – CURVA pV DIMENSIONAL E ADIMENSIONAL.....	80
FIGURA 4.14 – TEMPERATURA DIMENSIONAL E ADIMENSIONAL.....	80
FIGURA 4.15 – CONSUMOS HORA DE COMBUSTÍVEL DIMENSIONAL E ADIMENSIONAL.....	81
FIGURA 4.16 – POTÊNCIAS EFETIVAS DOS SISTEMAS DIMENSIONAL E ADIMENSIONAL.....	81
FIGURA 4.17 – TORQUE EFETIVO DIMENSIONAL E ADIMENSIONAL	81
FIGURA 4.18 – TAXA DE GERAÇÃO DE ENTROPIA ADIMENSIONAL DE UM CICLO MOTORICO	82
FIGURA 4.19 – TAXA DE GERAÇÃO DE ENTROPIA ADIMENSIONAL PELA ROTAÇÃO MOTOR.....	83
FIGURA 4.20 – CURVA DE IRREVERSIBILIDADE EM FUNÇÃO DA RAZÃO DE CORTE	84
FIGURA 4.21 – CURVA ÓTIMA DA RAZÃO DE CORTE	85
FIGURA 4.22 – CURVA DE IRREVERSIBILIDADE EM FUNÇÃO DA RAZÃO DE EQUIVALÊNCIA.....	86
FIGURA 4.23 – CURVA DE IRREVERSIBILIDADE EM FUNÇÃO DO ADIMENSIONAL DE VÁLVULA DE ADMISSÃO	87
FIGURA 4.24 – CURVA DE EFICIÊNCIA PARA O COEFICIENTE DE DESCARGA	88
FIGURA 4.25 – CURVA DA IRREVERSIBILIDADE DA RELAÇÃO BIELA-MANIVELA.....	89

FIGURA 4.26 – CURVA DA IRREVERSIBILIDADE DA RELAÇÃO DIÂMETRO-CURSO DO PISTÃO.....	89
FIGURA 4.27 – CURVA DA IRREVERSIBILIDADE E EFICIÊNCIA DA TAXA DE COMPRESSÃO	90
FIGURA 4.28 – CURVA DE IRREVERSIBILIDADE DAS MISTURAS DE COMBUSTÍVEIS	92
FIGURA 4.29 – CURVA DE IRREVERSIBILIDADE PARA AS MISTURAS DE BIOCOMBUSTÍVEIS.....	93

LISTA DE ABREVIATURAS OU SIGLAS

<i>AFR</i>	– Relação Ar-combustível (<i>Air Fuel Ratio</i>)
B100	– Biodiesel puro
BXX	– XX% de Biodiesel misturado com Diesel
BSFC	– Consumo específico de combustível (<i>Brake Specific Fuel Consumption</i>)
CHC	– Consumo Hora de Combustível
CR	– Taxa de compressão (<i>Compression Ratio</i>)
<i>CS</i>	– Raio da manivela ou virabrequim em metros
D100	– Diesel puro
DEE	– Diethyl Ether
EDO's	– Equações Diferenciais Ordinárias
EGM	– Minimização da Geração de entropia (<i>Entropy Generation Minimization</i>)
IEA	– Agência Internacional de Energia (<i>International Energy Agency</i>)
EPS	– Poliestireno expandido
FBR	– FotoBioRreator
G100	– Biogás puro
GYG	– Mistura de YY% de Biogás no Diesel
HVO	– do inglês: Hydrogen Vegetable Oil - óleo vegetal tratado com hidrogênio
ICO	– Ignição por Compressão
KME	– Karanja methyl ester (uma árvore comum na Índia onde o biodiesel é extraído de suas sementes)
NPDEAS	– Núcleo de Pesquisas em Energia Autossustentável
PMI	– Ponto Morto Inferior
PMS	– Ponto Morto Superior
PROCONVE	- PROgrama de CONtrole de poluição do ar por VEículos automotores
RB	– Rice Bran (Farelo de arroz – onde biodiesel é extraído)
<i>ROD</i>	– Comprimento da biela em metros
<i>tol</i>	– Tolerância de convergência

LISTA DE SÍMBOLOS

A	– Área em m^2
a	– Números de mols do ar
b	– Números de mols do dióxido de carbono
B	– Relação diâmetro-deslocamento/curso do pistão
c	– Números de mols da água
c	– Calor específico em $J.kg^{-1}.K^{-1}$
C	– Coeficiente
$C1$	– Constante empírica igual a $75.000 N.m^{-2}$
D	– Diâmetro em m
E	– Exergia em $J.s^{-1}$
h	– Entalpia em $kJ.kg^{-1}$ ou coeficiente de transferência de calor em $W.m^{-2}.K^{-1}$
H	– Posição instantânea do pistão em metros
$K1, K2$	– Constante de ajuste do modelo matemático
m	– Massa em kg
M	– Massa adimensional de corrente
mol	– Massa molecular em $kg.kmol^{-1}$
N	– Rotação por minutos da manivela em rpm ou números de cilindros
p	– Pressão em $N.m^{-2}$
P	– Diâmetro do pistão em metros ou pressão adimensional
Pr	– Número de Prandtl
Q	– Transferência de calor em W
R	– constante dos gases em $J.kg^{-1}K^{-1}$
Re	– Número de Reynolds
r_c	– Razão de corte
s	– Entropia específica em $kJ.kg^{-1}K^{-1}$
S	– Relação biela-manivela, velocidade do pistão ou entropia em $W.K^{-1}$
t	– Tempo em segundos
T	– Temperatura em K
T	– Torque em Nm

- u – Representa uma incógnita qualquer do sistema para iteração
- V – Volume em m^3
- W – Trabalho e ou potência em W
- x – Fração molar para o diesel; ou fração do diesel na mistura de combustível
- y – Fração do biodiesel na mistura total de combustível
- z – Fração de biogás na mistura de combustível

Símbolos gregos

- α – Multiplicador de pressão de injeção de combustível
- Δ – Delta ou gradiente
- ε – Emissividade ou critério de refinamento do erro de um ciclo
- η – Eficiência
- φ – Posição angular do virabrequim em radianos
- λ – Razão do excesso de ar admitido
- ϕ – Razão de equivalência
- ν – Viscosidade cinemática em $m^2.s^{-1}$
- ρ – Densidade em $kg.m^{-3}$
- σ – Constante de Stefan-Boltzmann = $5.6731028 W.m^{-2}.K^{-4}$
- μ – Condutividade térmica em $W.m^{-1}.K^{-1}$
- ω – Velocidade da manivela em $rad.s^{-1}$
- θ – Tempo adimensional
- τ – Temperatura adimensional
- Ω – Densidade adimensional
- υ – Volume adimensional
- ψ – Massa adimensional
- Θ – Transferência de calor adimensional
- γ – Relação adimensional dos calores específicos
- \mathcal{G} – Adimensional da área de abertura das válvulas de um motor ICO
- Υ – Adimensional da temperatura da corrente de ar admitida
- Γ – Adimensional das relações entre os calores específicos adimensionais
- Ξ – Potência adimensional

- Ψ – Consumo de combustível adimensional
 Λ – Taxa de geração de entropia adimensional

Subscritos

- 0* – de referência
adm – Admitido
ar – Ar ambiente
atr – de atrito
carnot – de Carnot
ciclo – Ciclo completo de um motor ICO
cil – Cilindro
comb – Combustão
comp – Compressão
conv – Convecção
crank – Manivela
d – Descarga, diâmetro, deslocado ou destruído (a)
diesel – Diesel padrão-ar
ec – Ciclo completo de um motor ICO (*engine cycle*)
ef – Efetiva ou efetivo
esc – Escala
exh – Exaustão
exp – Expansão
f – Combustível único ou misturado
g – Geração ou gerado (a)
gas – Mistura gasosa formada no interior do cilindro
gm – Mistura gasosa formada após a combustão
h – Horas
i – Representa todas as substâncias do modelo
in – Valor de entrada
ind – Valor indicado (cabeça do pistão)
inj – Injeção de combustível

<i>j</i>	– Representa todas as iterações do modelo ou medição física
<i>k</i>	– Representa os ciclos de motor ICO ou o tipo de transferência de calor, podendo ser convecção ou radiação
<i>m</i>	– Morto ou valor médio
<i>mec</i>	– Mecânica
<i>mix</i>	– Misturas
<i>out</i>	– Saída
<i>p</i>	– Pistão único ou pressão
<i>pist</i>	– Pistões
<i>prod</i>	– Produtos
<i>rad</i>	– Radiação
<i>rev</i>	– Reversível
<i>st</i>	– Estequiométrico (a)
<i>v</i>	– Volume ou válvula
<i>vc</i>	– Volume de controle
<i>v</i>	– Volumétrica
<i>w</i>	– através Da parede do cilindro
α	– Número de átomos de carbono na molécula diesel
β	– Número de átomos de hidrogênio na molécula diesel
δ	– Número de átomos de carbono na molécula biodiesel
ζ	– Número de átomos de hidrogênio na molécula biodiesel
ξ	– Número de átomos de oxigênio na molécula de biodiesel
<i>II</i>	– Segunda lei da termodinâmica
\square	– Variável ou conjunto de variáveis destacadas para operações matemáticas subsequentes

Sobrescritos

.	– Derivada da função
–	– Base molar ou valor médio
°	– Entropia absoluta ou grau Celsius ou radianos
~	– Valor adimensional
*	– Valor de referência

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO	16
1.2	PRODUÇÃO DE BIOCOMBUSTÍVEIS A PARTIR DO CULTIVO DE MICROALGAS	18
1.3	PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES A DIESEL	19
1.4	ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO.....	23
2	REVISÃO DE LITERATURA.....	24
2.1	ESTADO DA ARTE	24
2.2	DESAFIOS	28
2.3	OBJETIVOS	29
2.3.1	Objetivo geral	29
2.3.2	Objetivos específicos.....	29
3	MATERIAIS E MÉTODOS	30
3.1	APRIMORAMENTO DE MODELO MATEMÁTICO EXISTENTE E ANÁLISE DE SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA.....	30
3.1.1	Modelagem do sistema de injeção de combustível	31
3.1.2	Modelagem da eficiência volumétrica, mecânica e das eficiências ideais de Carnot e Diesel padrão-ar	33
3.1.3	Modelagem da Taxa de Geração de Entropia – \dot{S}_g	36
3.1.3.1	Etapa 1: processo de admissão de ar	39
3.1.3.2	Etapa 2: processo de compressão	43
3.1.3.3	Etapa 3: processo de combustão e de expansão	44
3.1.3.4	Etapa 4: processo de exaustão	48
3.1.4	Pós-processamento – variáveis de saída do modelo matemático.....	49
3.2	AJUSTE E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL	51
3.3	ADIMENSIONALIZAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO.....	52
3.3.1	Definição das escalas do modelo	52
3.3.2	Definição dos adimensionais do modelo	54
3.3.3	Adimensionalização das EDO's de conservação de massa do sistema.....	55
3.3.4	Adimensionalização das EDO's de conservação de energia do sistema	56
3.3.5	Adimensionalização das EDO's de segunda lei da termodinâmica	61

3.3.6	Adimensionalização das variáveis de saída do modelo.....	63
3.4	ANÁLISE PARAMÉTRICA.....	66
3.5	FORMULAÇÃO DO PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA.....	67
3.5.1	Definição das Funções Objetivo	67
3.5.2	Otimização das variáveis geométricas e físicas do motor	68
3.5.3	Otimização das variáveis operacionais do motor	68
3.5.4	Otimização numérica do sistema com misturas de combustíveis.....	68
3.6	MÉTODO NUMÉRICO	69
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	71
4.1	MODELO DIMENSIONAL APRIMORADO	71
4.1.1	Impacto dos aprimoramentos no modelo matemático	74
4.2	AJUSTE E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO... ..	77
4.3	MODELO ADIMENSIONAL	79
4.4	ANÁLISE PARAMÉTRICA E OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA.....	84
4.4.1	Otimização das variáveis operacionais.....	84
4.4.2	Otimização das variáveis geométricas	87
4.4.3	Otimização do sistema com as misturas de combustíveis.....	92
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	94
5.1	CONCLUSÕES.....	94
5.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	95
	REFERÊNCIAS.....	96
	APÊNDICE 1 – DADOS DE ENTRADA DA SIMULAÇÃO.....	99
	ANEXO 1 – ESPECIFICAÇÃO DO MOTOR DE REFERÊNCIA	100

1 INTRODUÇÃO

Esta seção discorre sobre o tema a ser desenvolvido nesta dissertação, onde inicialmente será abordada a motivação que levou ao seu interesse e desenvolvimento relacionado ao uso das misturas de biodiesel e biogás em motores ICO. Também, nesta seção será apresentada alguns conceitos básicos para melhor entendimento do desenvolvimento da pesquisa. Por último, será mostrado a estrutura em que esta dissertação está organizada.

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO E MOTIVAÇÃO

Desde a patente de Rudolph Diesel em 1893, os motores ICO experimentou um grande crescimento da sua produção, isto se deve a demanda por este tipo de motorização, pois sua boa adaptabilidade para aplicações em setores essenciais é excelente, como por exemplo, transporte de alimentos, cargas e entre outros.

Apesar do setor de transporte passar por um período de estagnação, as tecnologias deverão continuar a evoluírem e preparar o setor para os novos desafios do século XXI, IEA (2019). Um deles, é atender a demanda com combustíveis renováveis sem aumento significativo no valor de transporte. Além disso, as leis e políticas de regulamentações dos gases de emissão estão mais exigentes. Segundo o acordo de Paris de 2015, todos os países foram convocados para planejar zero emissão de carbono ao meio ambiente até metade deste século, ou seja, até 2050. Até o momento, apenas alguns países já anunciaram a mudanças nas suas leis, porém, a maioria ainda não se pronunciou. Portanto, a tendência deste século é zerar as emissões de carbono e substituir o uso de energia de origem fóssil por renovável o mais rápido possível.

O IEA – Agência Internacional de Energia, fez uma análise robusta de previsão e tendência para o setor energético global para o período entre 2018 a 2023. Esta análise é dividida em três setores: geração de energia (eletricidade), geração de calor e transporte. Para o setor de transporte, por exemplo, há uma previsão de 19% de crescimento para o uso de energia renovável dentro deste período. Dentro do contexto global, a participação do setor de transporte em uso de energia renovável é muito pequena, abaixo de 1%, porém, mesmo assim as energias renováveis representam 12% do crescimento da demanda de combustível de transporte.

Ainda segundo o IEA (2019), a produção de biocombustíveis continua aumentando, subindo 15%, indo para 165 bilhões de litros até o final da previsão - 2023. Na demanda de energia do setor de transportes, os biocombustíveis ainda detêm uma participação de quase 90% do total de fontes renováveis em 2023, embora a mobilidade elétrica se expanda rapidamente. O combustível etanol compõe dois terços do crescimento da produção de biocombustíveis, e o biodiesel e o óleo vegetal tratado com hidrogênio (HVO) compõem o restante.

No Brasil, vale destacar dois programas governamentais que se enquadram dentro desta tendência global, o Rota 2030 e o PROCONVE 8 – P8. Onde, o primeiro trata-se de um incentivo às pesquisas para a indústria automobilística, dentro deste programa busca-se principalmente, melhorias no consumo de combustíveis, para promover menores índices de emissões de gases, como CO₂, logo, o desafio é principalmente a busca pela eficiência térmica dos motores a combustão. Para o P8, as exigências são focadas no controle da poluição do ar por veículos automotores, onde está regula os níveis máximos de emissão de gases nos escapamentos deles. Também, determina o aumento da participação do biodiesel na mistura diesel + biodiesel de 7% para 15%. B7 é como se define os 7% de biodiesel na mistura com o diesel através da atual regulamentação brasileira, que se chama PROCONVE 7, ou seja, P7; portanto, a partir de 1 de janeiro de 2023, a regulamentação P8 está planejada a vigorar e a participação de biodiesel será de B7 para B15.

Quando é combinada todos esses cenários, ou seja, as exigências para zero emissões de poluentes; os programas de incentivos para aumento da eficiência dos motores; os dados econômicos favoráveis para o uso e substituição dos combustíveis fósseis pelos combustíveis renováveis e suas misturas, como os bicombustíveis; a boa perspectiva para o setor devido o potencial de crescimento; fica evidente que desafios estão lançados e somente com pesquisas e avanço tecnológico será possível vencê-los, permitindo o avanço da evolução humana.

Apesar de haver muitos trabalhos e publicações relacionados aos motores ICO na literatura, mesmo assim, o estudo de otimização de um motor ICO, para obter-se de forma inteligente o máximo desempenho termodinâmico e aproveitamento da energia dos combustíveis, sejam fósseis ou renováveis, ainda são um desafio.

é inserido no ciclo fechado da planta, tornando-a ainda mais viável economicamente e muito promissor no futuro.

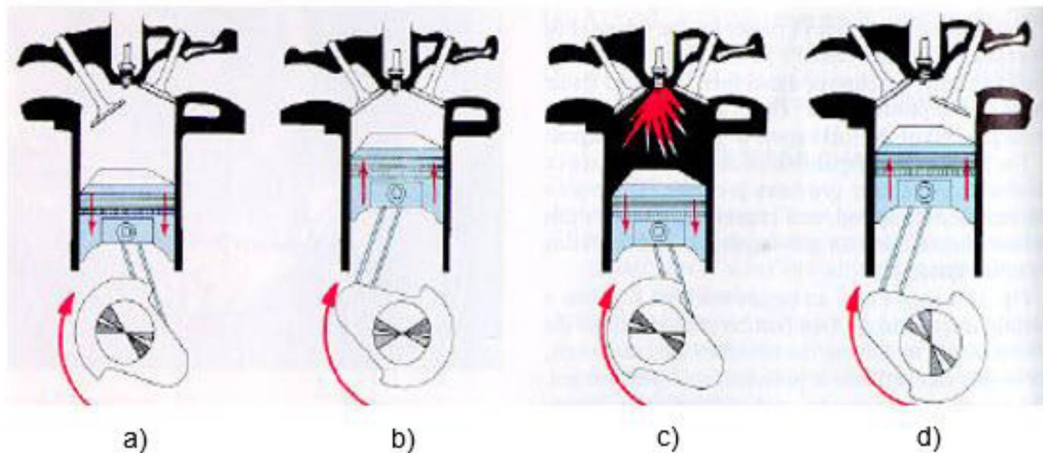
Analisando o fluxograma da FIGURA 1.1, como se trata de um esquema para acelerar o crescimento da biomassa de microalgas, o gás carbônico (CO_2) na linha roxa central, juntamente com os insumos ao lado esquerdo, são os elementos essenciais para a produção dos biocombustíveis. Resumidamente, o crescimento da microalga é otimizado através do sistema FBR tubulares compactos, devido a excelente exposição à luz solar e, seguindo a linha verde, ela é coletada, filtrada e secada, para que a extração dos lipídeos (gorduras) das microalgas seja possível, e através de um processo de transesterificação, o biodiesel é produzido e, com os resíduos deste processo mais o auxílio de um biodigestor, o biogás é produzido na mesma linha. Na parte superior da FIGURA 1.1, na linha violeta é ilustrado a produção do gás hidrogênio (H_2), que na falta de fornecimento de agentes como (O_2) e compostos sulfonatos (e.g. SO_2), a sua produção é aumentada, e então, o gás produzido pode ser armazenado e ou, utilizada em células de combustível para geração de água e eletricidade, e mais uma vez tornando a planta viável economicamente, (SATYANARAYANA, MARIANO e VARGAS, 2011).

Portanto, tanto o biodiesel quanto o biogás produzido neste processo servem de combustíveis para funcionamento do motor à combustão interna ICO acoplado ao sistema, onde a energia química destes combustíveis através do processo de combustão, são convertidos em parte, em potência mecânica que é uma energia de alta qualidade e, através dela é possível gerar eletricidade, calor e frio, caracterizando-se como um sistema de tri-geração ou cogeração; porém, como os gases de saídas são reaproveitados, o sistema torna-se multigeração, limpo e sustentável.

1.3 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS MOTORES A DIESEL

Um motor ICO pode ser de quatro tempos e de dois tempos conforme o número de etapas necessárias para o cilindro completar um ciclo mecânico no motor. No motor de quatro tempos, a cada duas voltas do virabrequim (720°), o motor produz trabalho no eixo, pois a cada meia volta (180°), o cilindro completa um tempo que corresponde o movimento do pistão do PMS até o PMI ou vice-versa, conforme a FIGURA 1.2 abaixo (SANTOS, 2004):

FIGURA 1.2 – ETAPAS (TEMPOS) DE UM MOTOR DE QUATRO TEMPOS.



FONTE: Santos (2004).

As etapas de um motor de quatro tempos são os seguintes:

- a) 1º etapa (tempo) – ADMISSÃO: admissão de ar para dentro do cilindro, com a válvula de admissão aberta;
- b) 2º etapa (tempo) – COMPRESSÃO: o ar é comprimido quando o êmbolo caminha para o PMS;
- c) 3º etapa (tempo) – COMBUSTÃO E EXPANSÃO: inicia-se quando o ar já está comprimido a alta temperatura e uma bomba injetora vaporiza combustível (óleo diesel, biodiesel ou biogás) para dentro do cilindro, ocorrendo a combustão espontânea do combustível injetado devido à alta pressão e temperatura já existentes no cilindro pela compressão do ar;
- d) 4º etapa (tempo) – EXAUSTÃO: com o êmbolo caminhando novamente ao PMS e com a válvula de escape (exaustão) aberta, ocorre a exaustão dos gases queimados para a atmosfera.

O funcionamento de motor ICO, conforme FIGURA 1.2 ilustra, tem a seguinte sequência: com a válvula de escape fechada e a de admissão aberta o ar é admitido pelo coletor de admissão e enviado ao cilindro (primeiro tempo). No cilindro, com as válvulas de admissão e escape fechadas, o ar é comprimido pelo movimento de subida no cilindro do êmbolo móvel elevando a temperatura e a pressão do ar (segundo tempo). Quando o êmbolo atinge determinado ponto em sua trajetória, logo antes do (PMS), o combustível começa a ser injetado na forma de um filme pulverizado e, como a pressão e a temperatura estão elevadas, o combustível na presença de ar que é o comburente, queima. Com a queima do combustível, a

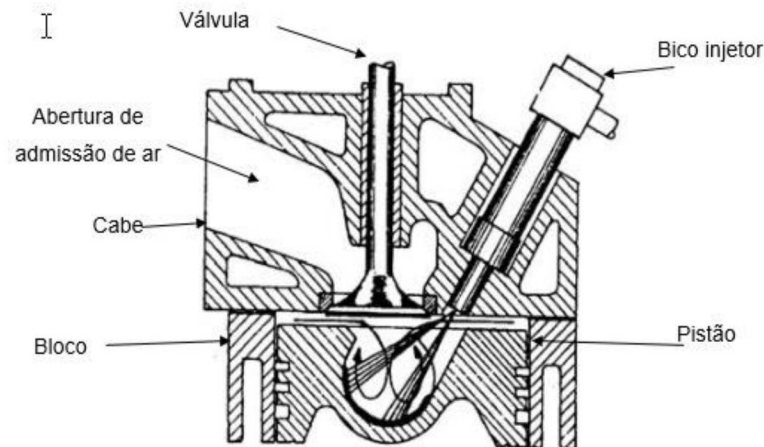
temperatura e a pressão dos gases queimados se elevam ainda mais provocando a expansão dos gases queimados com o consequente deslocamento do êmbolo na direção do PMI, sendo esta a etapa (tempo) que fornece trabalho mecânico no ciclo motor (terceiro tempo). Caminhando novamente para o PMS, com a válvula de escape aberta, o êmbolo retira do cilindro os gases queimados (quarto tempo). Ao êmbolo atingir novamente o PMS, se reinicia o ciclo mecânico do motor ICO (SANTOS, 2004).

Os motores ICO necessitam de alguns outros subsistemas adicionais para garantir o funcionamento do motor conforme projetado, portanto, segue abaixo os principais subsistemas de um motor ICO deve ter (HEYWOOD, 1998):

- a) O sistema de injeção de combustível: é formado por um conjunto de bombas de pistão, uma para cada cilindro, que são acionadas pelo virabrequim do motor e promovem a inserção do combustível na câmara de combustão quando o respectivo êmbolo está atingindo o PMS no respectivo cilindro. Para motores mais atuais, a bomba de injeção é pilotada eletricamente através da geração de corrente elétrica do sistema;
- b) O sistema de arrefecimento: é formado por uma bomba d'água acionada pelo eixo principal do motor (virabrequim), que faz circular água pelo bloco motor e cabeçote (canais de circulação), recolhendo parte do calor dos cilindros e encaminha a água aquecida para um trocador de calor para esfriamento e, retorno com menor temperatura para o motor;
- c) O sistema de lubrificação: é formado por uma bomba acionada pelo eixo principal do motor, que faz o óleo lubrificante circular por canais de lubrificação que existem por dentro do virabrequim para lubrificar o contato com as bronzinas de biela e de mancais fixos, e por dentro do bloco até chegar ao cabeçote, para lubrificação das válvulas balancins e tuchos;
- d) O sistema de admissão de ar: é formado por um coletor admissão, que está conectado ao cabeçote do motor, o qual encaminha o ar aspirado para os cilindros, entrando por aberturas nos blocos e passando pela válvula de admissão;

A FIGURA 1.3 a seguir ilustra o detalhe de um corte da parte superior de um motor ICO, mostrando parte do bloco com o pistão montado e os anéis, o cabeçote com a válvula e o bico injetor atuando:

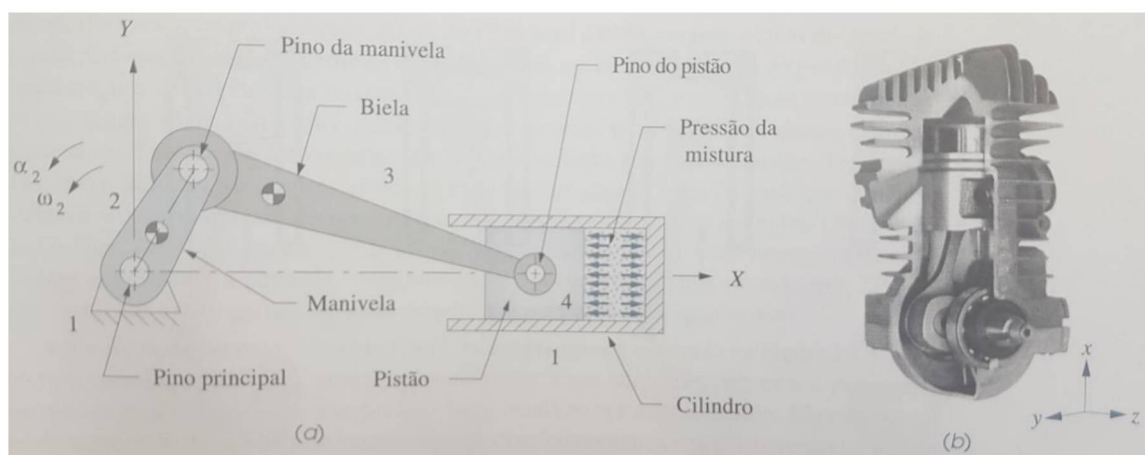
FIGURA 1.3 – CORTE DA PARTE SUPERIOR DE UM MOTOR ICO (VOLUME MORTO)



FONTE: Santos (2004).

As válvulas são elementos móveis do cabeçote que se deslocam em guias. Conforme a necessidade de abertura ou fechamento das válvulas, um eixo de excêntricos conectado ao virabrequim do motor, atua sobre os tuchos, os quais por sua vez vão acionar os balancins que, por sua vez, vão abrir as válvulas e permitir que o ar adentre ao cilindro ou, que gases de escape sejam expulsos do cilindro, conforme a necessidade no ciclo. O bico injetor é posicionado, normalmente, no centro do cilindro e, nos sistemas de injeção atuais, a unidade de controle eletrônico (ECU) determina qual o tempo que o injetor deve permanecer aberto, pois a quantidade de combustível necessário para injetar é dependente da vazão do sistema de bombeamento, portanto, a ECU calcula para cada ciclo motor a quantidade a ser injetada e, sabendo a vazão da bomba de injeção de combustível, determina o tempo em que o bico injetor deve permanecer aberto. (SANTOS, 2004).

FIGURA 1.4 – MECANISMO BIELA-MANIVELA DE UM MOTOR ICO



FONTE: Norton (2010).

Na FIGURA 1.4 é ilustrado uma representação básica de um mecanismo biela-manivela com um cilindro básico, e este mecanismo é o mais importante em projeto de motores. Devido ao seu impacto nas considerações cinemáticas e dinâmicas das partes mecânicas do motor, esse mecanismo tem relação direta com as perdas mecânicas, conforme alguns autores estudaram e propuseram correlações empíricas (HEYWOOD, 1998). Através deste mecanismo, os seguintes adimensionais são definidos: a relação biela-manivela – S , que é a relação do comprimento da biela pelo raio da manivela; e a relação diâmetro-curso do pistão – B , que é a relação do diâmetro do pistão ou cilindro (são muito próximos) pelo curso do pistão, ou seja, distância entre PMS e PMI translada no eixo das abscissas na FIGURA 1.4, normalmente, são definidos pelo diâmetro da manivela (NORTON, 2010). Segundo, Norton (2010), há recomendações de projetos para essas relações adimensionais, para a relação biela-manivela os valores entre $3.0 \leq S \leq 8.0$ e, para a relação diâmetro-curso do pistão os valores entre $0.5 \leq B \leq 1.5$, são os mais indicados com base no estudo de comportamento dinâmico do motor e das restrições físicas.

1.4 ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO

A dissertação está organizada partindo da contextualização do tema no Capítulo 1, onde é apresentado alguns dados de relevância aos motores ICO na evolução da humanidade. Também, alguns programas de incentivos à pesquisa em eficiência térmica e de emissões de motores e, os desafios do século XXI relacionado ao tema. Um fluxograma do processo de produção de biodiesel e biogás a partir do cultivo de microalgas do NPDEAS é apresentado e, por fim, o princípio de funcionamento de motores a combustão interna de ICO. No Capítulo 2, uma revisão da literatura com itemização do estado da arte é realizada, com foco em publicações mais relevantes para motores ICO alimentados com misturas de biocombustíveis, e então, alguns desafios e oportunidades de pesquisa nesta área são apontados; o capítulo finaliza com as definições do objetivo geral e dos objetivos específicos da dissertação. No Capítulo 3, é apresentada a metodologia adotada na dissertação para atingir os objetivos definidos. No Capítulo 4, os resultados para cada objetivo específico são apresentados e discutidos. E, finalmente, no Capítulo 5, a conclusão e as sugestões para trabalhos futuros são apontadas.

2 REVISÃO DE LITERATURA

Este capítulo compreende a revisão da literatura relacionado aos motores ICO. Como este tema é muito abrangente e com muitas publicações, esta revisão é focada em trabalhos científicos disponíveis na literatura sobre motores ICO com misturas de biodiesel e biogás com ou sem otimização termodinâmica.

2.1 ESTADO DA ARTE

Este estado da arte tem o objetivo de revisar os assuntos relacionados ao tema principal da dissertação, que é a análise paramétrica com ou sem otimização de motores ICO com misturas de biocombustíveis – biodiesel/biogás.

Em ordem cronológica, Luijten; Kerkhof (2011), introduziram uma análise de um motor ICO, utilizando o biodiesel a base do óleo de *Jatropha* combinado com o biogás, para geração de energia elétrica com um gerador de 12KW. Uma bancada de teste foi instrumentada para capturar as variáveis físicas, e após, são plotadas as eficiências térmicas e volumétricas, bem como a razão do excesso de ar, utilizando primeiramente, o biodiesel puro e depois diesel puro. Uma aproximação quadrática foi definida para as eficiências e após, o biogás é introduzido como sendo o segundo combustível, onde a mistura de biogás com porcentagens de CO₂ foram avaliados durante a admissão. Os resultados mostraram que em plena carga, o impacto das misturas de biogás não afetou significativamente a eficiência térmica, porém, em baixa carga chegou a diminuí-la em torno de 10%. Para a eficiência volumétrica e razão do excesso de ar, os valores ficaram inferiores quando comparadas com o Biodiesel puro, conforme o esperado e, o mesmo comportamento foi observado para a potência e torque do motor.

No mesmo ano, Yoon; Lee (2011), fizeram uma investigação experimental para estudar a influência das seguintes misturas (diesel+biogás e biodiesel+biogás), nas emissões de gases de escape e da eficiência térmica de um motor ICO. Neste trabalho, foram analisadas principalmente a influência da pressão de combustão e da taxa de liberação de calor. Os resultados deste estudo mostraram que no modo (biodiesel+biogás), a pressão máxima e a liberação de calor foram ligeiramente menores em comparação com o (diesel+biogás) em baixa carga. No entanto, com 60% de carga, a combustão da mistura (biodiesel+biogás) exibiu uma pressão de pico

e taxa de liberação de calor maior do que o diesel puro. A antecipação da injeção de biodiesel foi também avaliada e, quando comparado com o diesel, os atrasos tenderam para valores menores para uma mesma eficiência térmica. Também, concluiu que o (biodiesel+biogás) forneceu maior redução de emissões de fuligem devido à ausência de aromáticos, baixo teor de enxofre e oxigênio contidos no biodiesel.

Ryu (2013a, 2013b), publicou dois artigos de motores ICO alimentados com misturas de (biodiesel+gás natural), onde a primeira lei da termodinâmica é aplicada e validada empiricamente por um aparato experimental. No primeiro trabalho (2013a), o tempo de injeção de combustível, bem como o atraso dela foi avaliada mantendo a pressão de injeção constante em 120MPa ; e no segundo (2013b), foi repetido o estudo levando em conta a variação da pressão de injeção. Em ambos os estudos, foram investigados a influência das misturas dos combustíveis para pressão efetiva média, atraso de injeção, tempo de injeção e consumo de combustível específico correlacionando-os com a carga, rotação do motor e ângulo da manivela. Em contraste, o consumo de combustível aumenta para o modo bicomcombustível em todas as configurações testadas. E, o principal impacto da pressão de injeção é na estabilidade da combustão quando ela é aumentada, isso trouxe ainda resultados melhores para as emissões dos gases de combustão e menores atrasos para o início do processo de combustão.

Tarabet *et al.* (2014), fizeram uma investigação experimental para avaliar a performance e as emissões dos gases para um motor ICO alimentados com biodiesel proveniente do *Eucalyptus*, juntamente com o gás natural. O modelo matemático proposto foi validado empiricamente, e foi desenvolvido tanto modelagem de primeira lei quanto de segunda lei da termodinâmica, porém, não foi apresentado nenhum resultado de otimização ou eficiência de segunda lei, somente a eficiência de primeira lei foi considerada, também, o BSFC, a taxa de calor gerada, a pressão e a temperatura média em função do ângulo da manivela do motor em várias cargas impostas, e sempre comparando com o diesel puro. Foi discutido e comparado os impactos das misturas dos bicomcombustíveis para as emissões de gases. Para a performance, a mistura de biodiesel+biogás apresentou menor impacto quando comparado com o diesel puro e, ainda, trouxeram benefício reduzindo os níveis de emissões de gases não queimados. Portanto, em contraste, o consumo específico de

combustível injetado aumentou, bem como, os níveis de emissões de NO_x , o qual é explicado pela presença de oxigênio na molécula do biodiesel de *Eucalyptus*.

Graciano *et al.* (2016), introduziram uma modelagem matemática de motores ICO, movidos a misturas de diesel, biogás e biodiesel. Neste trabalho, análise energética e paramétrica para identificação de parâmetros que mais afetam o desempenho dos motores foram realizadas. O modelo foi validado experimentalmente através de ajustes, os quais foram realizados determinando constantes de ajustes pela solução de um problema inverso de estimativa de parâmetros, usando dois conjuntos de dados reais de dois motores, Lintec 4LD2500 e MWM 229.6. O código numérico foi realizado em linguagem Fortran e foram aplicadas as equações que possibilitam a obtenção dos valores instantâneos de volume, temperatura e pressão no cilindro, e depois obtidos os valores de torque efetivo e potência efetiva por cilindro e total, e rendimento efetivo do motor. Foi realizado duas análises paramétrica, diâmetro da válvula de admissão e comprimento da biela, onde para ambos, foram observados sua influência na potência efetiva dos motores, e concluiu-se que houve pouca influência, principalmente para a variação do comprimento da biela. Neste trabalho é avaliado a influência da variação do ângulo de injeção de combustível nos resultados de potência e torque efetivo do motor ICO, consumo horário de combustível. Como conclusão do trabalho, a utilização de biodiesel puro em motores ICO reduz a potência efetiva do motor em média 1% e eleva o consumo de combustível em média 12,4%. O uso de biogás puro em motores ICO reduz a potência em média 2%, mas reduz em média o consumo de combustível em 13,6%. Misturas de 50% de biodiesel e de 50% de biogás produzem valores de potência que diferem em menos de 1%. Emissões de gases não foram analisados neste trabalho.

Bora; Saha (2017), investigaram a influência a taxa de compressão e o tempo de injeção na emissão de gases de escape para um motor ICO, alimentado com biodiesel proveniente do *RB – Rice Bran* combinados com biogás. O objetivo foi obter uma performance similar ao diesel puro, mas com reduções em emissões de gases. Um aparato experimental foi montado e o modelo matemático proposto foi validado por aproximação com uma equação diferencial numérica de quarta ordem, onde os erros numéricos foram $\sim 1\%$. Após 12 combinações de teste feitos, a máxima eficiência térmica de primeira lei foi encontrada para um ângulo de injeção de 32° e taxa de compressão de 18, principalmente em plena carga no motor. Na média, houve uma redução das emissões de CO e HC em torno de 11,64% e 14,21%, respectivamente.

Por outro lado, houve um aumento na emissão de NO_x em torno de 39%. A conclusão para o uso do modo bicombustíveis (biodiesel+biogás) foram, antecipação do ângulo de injeção e aumento da taxa de compressão, aumentam a eficiência térmica do motor, e reduziram os níveis de emissões de gases.

Barik *et al.* (2017), propuseram um aparato experimental com metodologia semelhante a Bora; Saha (2017), onde eles avaliaram também os mesmos parâmetros para um motor ICO, ou seja, taxa de compressão e ângulo de injeção, porém, a novidade foi adicionar um terceiro combustível no modo bicombustível (biodiesel+biogás). O biodiesel utilizado foi KME - *Karanja methyl ester*, e o terceiro combustível injetado logo após a injeção do biogás foi o DEE – *Diethyl Ether*. A função deste terceiro combustível é iniciar a combustão do biogás antes na câmara de combustão. Foi encontrado um ponto ótimo de operação para uma taxa de compressão de 18,5 com 6% de DEE e 24,5° de ângulo antecipação da injeção. Para esta configuração, a eficiência térmica aumentou em 7% e, o consumo específico de combustível reduziu em 2,2%. Para as emissões de gases, foi observado uma redução para os níveis de CO, HC e fuligem, em torno de ~40% em plena carga. Porém, um aumento de 7,6% foi observado para a emissão de NO_x quando comparado com o modo diesel puro e, uma diminuição de 1,2% quando comparado com o biodiesel puro.

Kalsi; Subramanian (2017), estudaram a influência da injeção de CO₂ juntamente com o biogás no modo bicombustível (biodiesel+biogás), sendo o biodiesel proveniente da *Pongamia pinnata*. Foi mantido constante a porcentagem de biodiesel injetado, e foi variado as porcentagens de CO₂ com o biogás. Um aparato experimental foi montado e os resultados são plotados com os valores medidos. Foi avaliado a eficiência térmica do motor e os níveis dos gases de emissão. Os resultados mostraram um comportamento inverso para a eficiência térmica e os níveis de NO_x quando é aumentado a participação do CO₂; 1,3% e 80% respectivamente. Por outro lado, os níveis de HC e CO são aumentados marginalmente quando comparados com o modo biodiesel puro.

Na FIGURA 2.1, é sintetizado a revisão literária realizada, para todos os autores que estudaram motores ICO alimentados com misturas de biodiesel+biogás, para melhor entendimento e visualização.

FIGURA 2.1 – ITEMIZAÇÃO DO ESTADO DA ARTE PARA MISTURAS DE BIOCOMBUSTÍVEIS

Autores (ano)	Qual modo de bicombustível?	Análise da eficiência térmica de 1° e 2° lei?	Quais parâmetros foram otimizados?
Luijten; Kerkhof (2011)	Biodiesel (<i>Jatropha</i>) + Biogás (CH₄+CO₂)	1° lei apenas	λ, η_v
Yoon; Lee (2011)	Biodiesel + Biogás	1° lei apenas	λ , emissões
Ryu (2013a, 2013b)	Biodiesel + CNG	1° lei apenas	$\Delta\varphi$, emissões, BSFC
Tarabet <i>et al.</i> (2014)	Biodiesel (<i>Eucalyptus</i>) + NG	1° lei apenas	Load (carga), emissões
Graciano <i>et al.</i> (2016)	Biodiesel (<i>microalgae</i>) + Biogás	1° lei apenas	-
Barik <i>et al.</i> (2017)	Biodiesel (KME) + Biogás + DEE	1° lei apenas	CR, $\Delta\varphi$, emissões
Bora; Saha (2017)	Biodiesel (RBB) + Biogás	1° lei apenas	CR, $\Delta\varphi$, emissões
Kalsi; Subramanian (2017)	Biodiesel (<i>Pongamia pinnata</i>) + SBG (CNG+CO₂)	1° lei apenas	%CO ₂ , emissões

FONTE: O autor (2020).

Após esta revisão e com o auxílio da FIGURA 2.1 acima, foi possível identificar algumas lacunas para este tema. Primeiramente, não há nenhum trabalho que buscou uma otimização termodinâmica, principalmente com a abordagem de 2° lei da termodinâmica, através de uma análise exérgica e ou mínima geração de entropia. Depois, nenhuma das publicações atuais desenvolveram modelos matemáticos adimensionais. Também, por último, nenhum dos autores citados propuseram algum tipo de otimização paramétrica geométrica do motor com ou sem combinação de misturas dos combustíveis.

2.2 DESAFIOS

Com base na revisão bibliográfica, é possível listar alguns desafios a serem vencidos sobre o assunto, e oportunidades de pesquisa. Mesmo sendo um tema bastante estudado, ainda há espaço e combinações de tecnologias e oportunidades a serem exploradas. Portanto, a seguir são listados alguns desafios relacionados a este tema:

- a) Aplicar a otimização termodinâmica em motores a combustão interna de ICO com foco em misturas de biocombustíveis;

- b) Aplicar a otimização termodinâmica em motores a combustão interna de ICO em função dos parâmetros geométricos, principalmente, das relações mecânicas mais importantes do sistema cinemático e dinâmico do motor;
- c) Aplicar o conceito da lei constructal para motores ICO e suas aplicações;
- d) Aplicar o conceito de termoeconomia com objetivo de otimização térmica e econômica, principalmente para comparar os tipos de combustíveis substituíveis do tradicional diesel, e das misturas;

2.3 OBJETIVOS

Uma vez mantendo em mente a motivação e os desafios deste assunto, e após a revisão da literatura sobre o tema, definiu-se o seguinte objetivo geral para esta dissertação.

2.3.1 Objetivo geral

Realizar numericamente a otimização termodinâmica de motores a combustão interna de ignição por compressão (ICO) alimentados por misturas de biodiesel/biogás.

2.3.2 Objetivos específicos

Para atingir o objetivo geral, foram definidos os seguintes objetivos específicos:

- a) Aprimoramento de modelo matemático existente para um motor ICO com inclusão de análise de segunda lei da termodinâmica;
- b) Ajuste e validação experimental do modelo matemático aprimorado;
- c) Adimensionalização do modelo matemático completo de um motor ICO;
- d) Realizar análise paramétrica determinando os impactos na resposta do sistema, identificando oportunidades de otimização termodinâmica, e
- e) Formular o problema de otimização termodinâmica e, realizar a otimização de parâmetros do motor ICO para máximo desempenho segundo diferentes funções objetivo.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Para alcançar os objetivos desta dissertação, adotou-se a seguinte metodologia: inicialmente, alguns aprimoramentos no modelo matemático existente são implementados com o objetivo de tornar o modelo mais representativo com a realidade; segundo, é modelado a taxa de geração de entropia para o sistema, seguido de um ajuste do modelo numérico; terceiro, uma adimensionalização do modelo matemático completo é realizada; após, é definida uma metodologia para realizar as análises paramétrica do sistema; e por fim, uma formulação de problema de otimização para o sistema é definida, bem como as funções objetivo.

Utilizou-se como ponto de partida o modelamento matemático existente e defendido por Graciano *et al.* (2016). Resumidamente, o modelo baseia-se num sistema de EDO's com objetivo de simular um ciclo completo de motor ICO e, como é um problema de valor limite, a resposta futura do sistema é determinada a partir do estado presente do sistema, iniciando-se pelas condições iniciais e dos dados de entrada da simulação. As EDO's são desenvolvidas com base nas leis físicas de conservação da massa e energia do sistema e dos conceitos de mecânicas dos fluidos e de motores de ciclo Diesel. Portanto, neste código há 3 EDO's para descrever a conservação da massa do sistema, 4 EDO's para descrever o balanço de energia do sistema durante um ciclo completo, destas, 3 EDO's calculam a temperatura e uma EDO calcula a pressão do sistema durante o processo de combustão. Por fim, uma integração numérica da pressão versus volume é feita para calcular a pressão indicada do sistema convergido e, algumas equações algébricas são definidas para calcular as principais variáveis de saída um motor à combustão interna de ICO.

3.1 APRIMORAMENTO DE MODELO MATEMÁTICO EXISTENTE E ANÁLISE DE SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

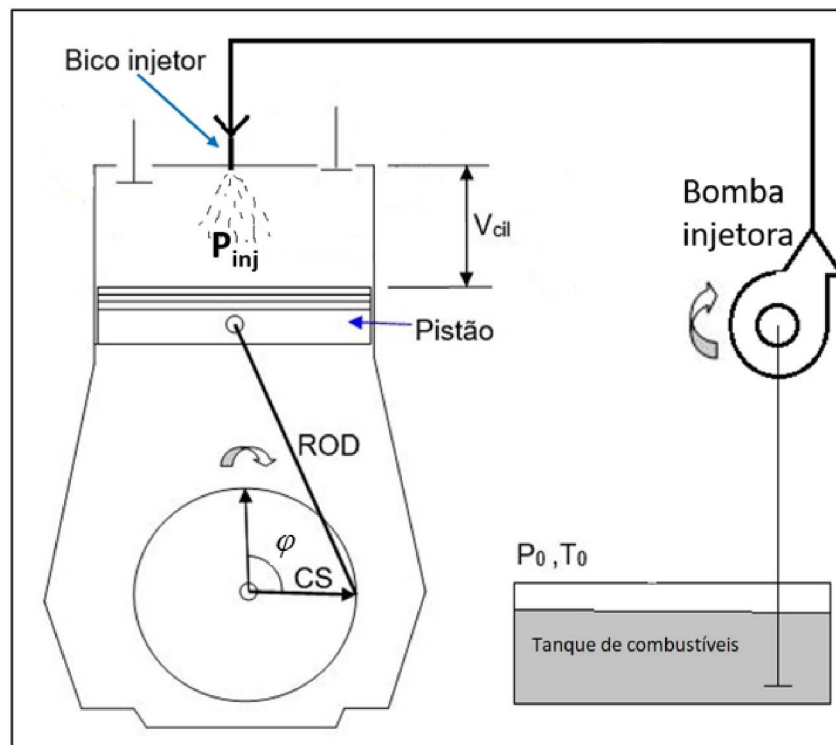
Conforme revisado na literatura, alguns subsistemas têm impactos significativos na performance dos motores ICO, sendo um dos mais importantes o sistema de injeção de combustível. Principalmente nos motores da atualidade, em que o sistema de injeção é preferencialmente alimentado por uma bomba de injeção de combustível elétrica e, necessita de torque e potência para funcionar. Portanto, esse subsistema do motor traz dois grandes impactos ao sistema: torque cedida à bomba

e, a pressão de injeção com a quantidade correta de combustível para um intervalo de tempo ou ângulo do motor determinado. Assim, a inclusão deste subsistema de injeção de combustível no modelo numérico tornou-se necessário e relevante para o processo de otimização do sistema mais tarde.

3.1.1 Modelagem do sistema de injeção de combustível

Na FIGURA 3.1 é ilustrado uma síntese para o sistema de bombeamento de combustível de motores ICO para auxiliar no modelamento matemático.

FIGURA 3.1 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO SISTEMA DE BOMBEAMENTO DE COMBUSTÍVEL DE UM MOTOR ICO



FONTE: O autor (2020).

A seguir são definidas as hipóteses simplificadoras para auxiliar o modelamento matemático do sistema de injeção de combustível:

- A bomba de injeção tem rotação e vazão de massa de combustível constante;
- Pressão de injeção é igualmente distribuída na linha de alta pressão (após a bomba) e, é a mesma injetada no cilindro pelo bico injetor;

c) A densidade do combustível será modelada como gás ideal, visto que, o bico injetor pulveriza o combustível durante o processo de admissão do motor;

d) O reservatório ou tanque de combustível está nas condições ambiente;

Baseado no diagrama esquemático da FIGURA 3.1 e nas hipóteses simplificadoras acima, a modelagem do trabalho de bombeamento de combustível para um ciclo motor ICO é realizada da seguinte forma: o trabalho de bombeamento com uma dependência direta da vazão de combustível necessária, multiplicada pela diferença de pressão da injeção de combustível no cilindro com a pressão do tanque, conforme mostra a equação a seguir.

$$\dot{W}_{ef_inj} = \frac{\dot{m}_{f,adm} (P_{inj} - P_0)}{\rho_{ar}} \left[\frac{J}{s} \right] \quad (3.1)$$

$$P_{inj} = \min \left[\left(\alpha_{comb} \cdot P_{m_comb} \right); P_{inj_max} \right] \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (3.2)$$

onde, P_{inj} é a pressão de injeção do sistema; α_{comb} é um multiplicador que determina quantas vezes a pressão de injeção de combustível é maior que a pressão média de combustão dentro do cilindro. Para conhecer a pressão média instantânea no cilindro - P_{m_comb} durante o intervalo de injeção de combustível é dada por:

$$P_{m_comb} = \frac{(P_{comb_max} - P_{comb_min})}{2} \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (3.3)$$

A pressão máxima e mínima de combustão da Equação (3.3), são as pressões instantâneas máxima e mínima no cilindro durante do intervalo de tempo equivalente ao ângulo de combustão - $\Delta\varphi$, o qual é um parâmetro operacional e definido na simulação como um dado de entrada. Portanto, conhecidas as pressões máximas e mínima durante este intervalo, a pressão média de combustão é a média aritmética. Uma pressão de injeção máxima para o sistema é definida devido limitações físicas e de segurança, e quando atingida, torna-se constante a pressão de injeção. Por exemplo, a maioria dos motores atuais adotam uma pressão máxima de injeção de

combustível de $p_{inj_max} = 2000bar$. A potência de bombeamento de combustível é debitada da potência de eixo motor, ou seja, da potência efetiva - \dot{W}_{ef} , conforme definido pela equação a seguir:

$$\dot{W}_{ef} = (\dot{W}_{ef,p} - \dot{W}_{ef_inj}) N_{cil} \left[\frac{J}{s} \right] \quad (3.4)$$

Com esta modificação, o modelo aproxima-se da realidade, uma vez que a potência efetiva simulada passa a ser a potência real disponível no eixo e, isso não estava contemplado no modelo matemático existente de Graciano et al. (2016). No capítulo 4, é demonstrado os efeitos desta modificação e benefícios concedidos ao modelamento matemático.

3.1.2 Modelagem da eficiência volumétrica, mecânica e das eficiências ideais de Carnot e Diesel padrão-ar

A eficiência volumétrica – η_v é definida pela relação da massa real admitida para dentro do cilindro durante a etapa de admissão, dividido pela massa de ar máxima possível, conforme definido pela equação a seguir, (PEREIRA, 2006):

$$\eta_v = \frac{m_{ar}}{\rho_{adm} V_d} \quad (3.5)$$

onde, m_{ar} é a massa de ar real admitida para dentro do cilindro em [kg]; V_d é o volume deslocado em [m^3]; ρ_{adm} é a densidade do ar admitida em [$kg.m^{-3}$], definida conforme equação a seguir.

$$\rho_{adm} = \frac{P_0}{R(T_0 + \Delta T_{adm})} \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (3.6)$$

onde, ΔT_{adm} é o gradiente de temperatura do ar durante seu caminho do ambiente externo até a válvula de admissão do motor, dado em [K]. Esse gradiente tem impacto

significativo nos resultados da massa de ar admitida, afetando diretamente a eficiência do sistema, Rakopoulos; Giakoumis (2006). A eficiência volumétrica é computada diretamente no cálculo da potência efetiva, conforme definida pela equação a seguir. Portanto, quanto maior a eficiência volumétrica, maior é a potência disponível no sistema, conforme demonstrado por (PEREIRA, 2006).

$$\dot{W}_{ef,p} = \frac{P_{m,ef} \cdot V_d}{\Delta t_{ec}} \eta_v \quad (3.7)$$

Para ajudar nas análises de resultados são adicionadas a eficiência mecânica do ciclo motor e, as eficiências térmicas ideais, de Carnot e do ciclo Diesel padrão-ar ao modelo conforme as equações a seguir, (HEYWOOD, 1998).

$$\eta_{mec} = \frac{P_{m,ef}}{P_{m,ind}} \quad (3.8)$$

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{1}{T_{pist}} \quad (3.9)$$

$$\eta_{diesel} = 1 - \frac{1}{(CR)^{\gamma-1}} \left[\frac{r_c^\gamma - 1}{\gamma(r_c - 1)} \right] \quad (3.10)$$

sendo, $P_{m,ef}$ a pressão média efetiva do ciclo em $[N.m^{-2}]$; $P_{m,ind}$ é a pressão média indicada do sistema, em $[N.m^{-2}]$; ambas são definidas conforme equações a seguir.

$$P_{m,ef} = P_{m,ind} - P_{m,atr} \quad (3.11)$$

$$P_{m,ind} = \frac{\dot{W}_{ind}}{V_d} \quad (3.12)$$

A potência indicada será definida no item 3.1.4. A $p_{m,atr}$ é a pressão média de atrito das partes mecânicas do motor ICO e, definido conforme a equação a seguir por (HEYWOOD, 1998):

$$p_{m,atr} = \left[C_1 + \left(\frac{48N}{1000} \right) + 0,4 \left(\bar{S}_{pist} \right)^2 \right] \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (3.13)$$

sendo, $C_1 = 75000$ e é uma constante empírica definida por Heywood (1998); N é a rotação do motor, em $[rpm]$; e, \bar{S}_{pist} é a velocidade média do pistão em, $[m.s^{-1}]$, definida conforme equação a seguir. Sendo, CS o raio da manivela do motor em $[m]$.

$$\bar{S}_{pist} = \frac{(CS)N}{60} \quad (3.14)$$

Também, para o cálculo da eficiência de Carnot, a temperatura média no cilindro – \bar{T}_{pist} para um ciclo motor ICO completo, é calculada conforme Equação (3.15); bem como para a razão de corte do motor – r_c que aparece na Equação (3.10); e, CR e γ , são a taxa de compressão do motor e a relação dos calores específicos e, são definidos nos dados de entrada da simulação, respectivamente.

$$\bar{T}_{pist} = \frac{1}{\Delta t_{ec}} \oint T dt \quad (3.15)$$

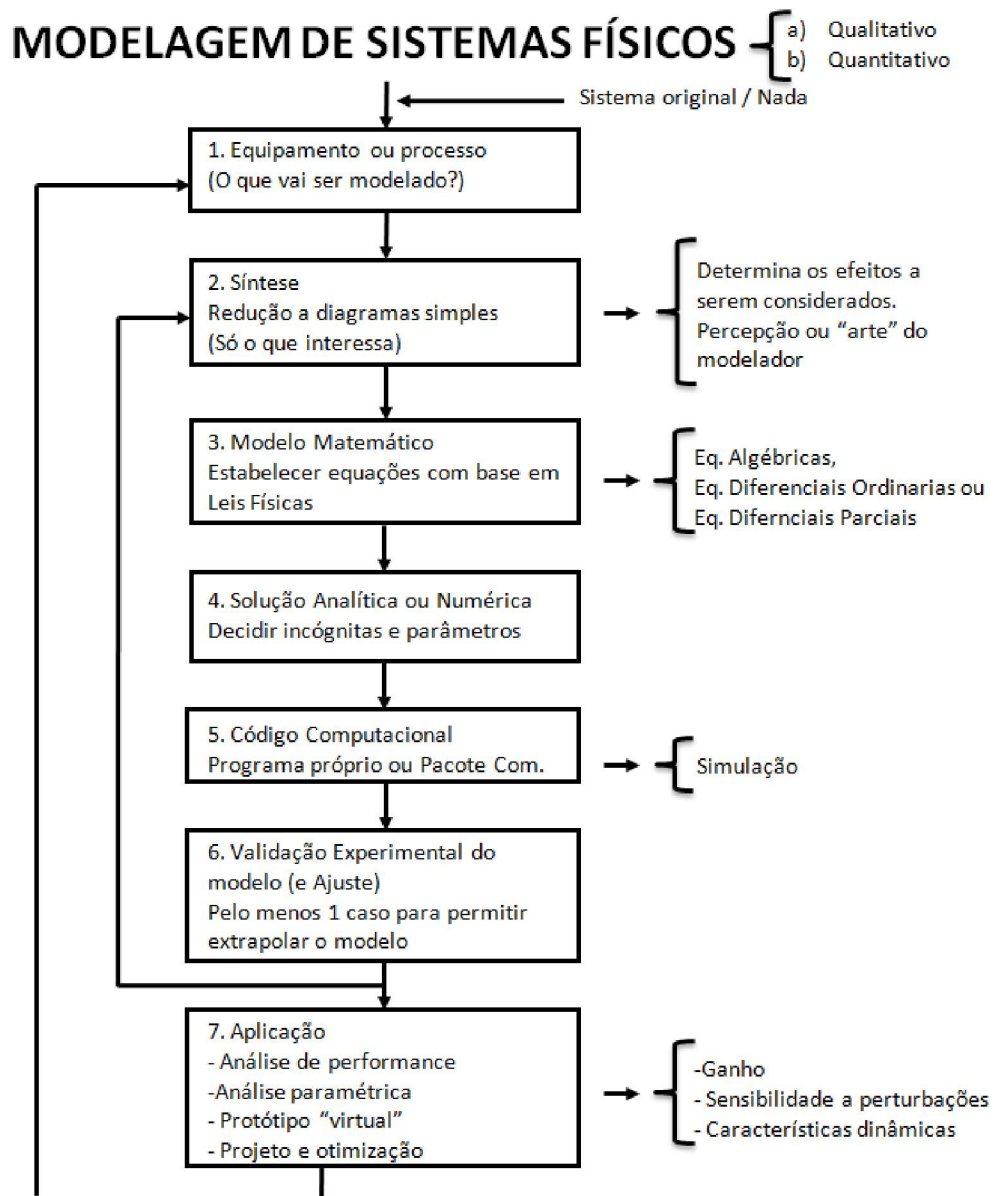
$$r_c = \frac{V(\Delta\varphi)}{V_m} \quad (3.16)$$

A integral circular da temperatura no cilindro é dividida pelo tempo do ciclo completo – Δt_{ec} , em segundos. E, $V(\Delta\varphi)$ representa o volume deslocado para o ângulo de combustão definida nos dados de entrada da simulação e, V_m é o volume morto do cilindro e também definida nos dados de entrada, ambos em $[m^3]$.

3.1.3 Modelagem da Taxa de Geração de Entropia – \dot{S}_g

Para a modelagem matemática da taxa de geração de entropia, utilizou-se a metodologia de modelagem de sistemas físicos conforme o fluxograma apresentado na FIGURA 3.2. Sendo este, um melhoramento de metodologia recomendada para a modelagem e simulação de sistemas físicos e dinâmicos proposto por (WOODS; LAWRENCE, 1997; VARGAS *et al.*, 2001).

FIGURA 3.2 – FLUXOGRAMA ESQUEMÁTICO PARA MODELAGEM DE SISTEMAS FÍSICOS

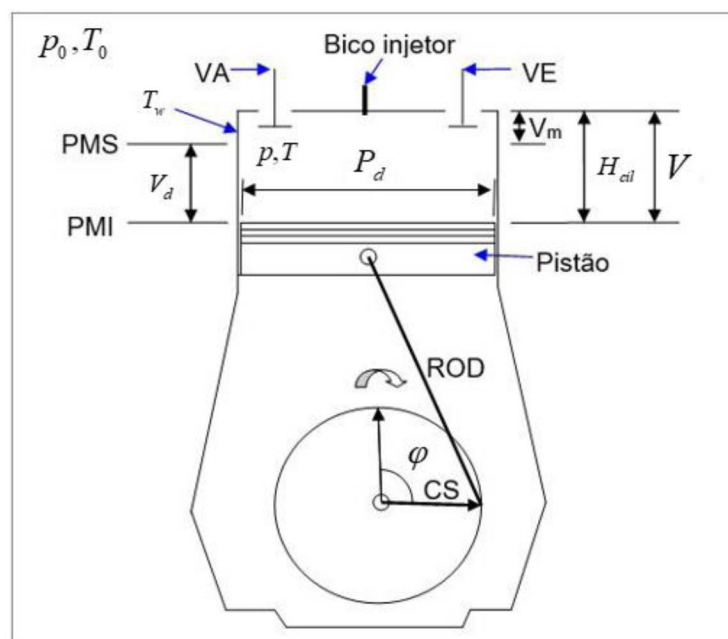


Fonte: Vargas *et al.* (2001)

Aplicando essa metodologia nesta dissertação, o equipamento a ser modelado é uma máquina térmica e, conforme definido nos objetivos, trata-se de um motor a combustão interna de (ICO) alimentados por misturas de biodiesel/biogás. Para a segunda etapa, uma síntese do sistema físico é definida acompanhada das hipóteses simplificadoras, a fim de reduzir a complexidade do modelo matemático e, capaz de capturar os principais fenômenos físicos responsáveis pelo funcionamento deste equipamento. Nesta dissertação um diagrama é apresentado para auxiliar o desenvolvimento do modelamento matemático que, com bases nas leis físicas, definiu-se as equações matemáticas que modelam o sistema. Após esta etapa, define-se as incógnitas e parâmetros do sistema, e o método numérico a ser utilizado. Para a simulação, construiu-se o código numérico utilizando como ferramenta um aplicativo de simulação de livre escolha, Fortran. Uma vez a simulação concluída, um ajuste do modelo matemático é realizado, e através da comparação com dados experimentais limitados a um erro máximo, o código numérico é validado. Uma vez que o modelo numérico esteja validado experimentalmente, a simulação está pronta para uso em análises de engenharia.

Na FIGURA 3.3 abaixo, é ilustrado o diagrama que sintetiza o funcionamento de um motor a combustão interna ICO, auxiliando no modelamento matemático e desenvolvimento das EDO's da segunda lei da termodinâmica.

FIGURA 3.3 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE UM MOTOR ICO



FONTE: adaptado de Graciano *et.al.* (2016).

Conforme a FIGURA 3.3 ilustra, temos as seguintes definições de parâmetros, VA – válvula de admissão; VE – válvula de exaustão; bico injetor - onde o combustível é injetado; PMS – ponto morto superior; PMI – ponto morto inferior; V_d – Volume deslocado [m^3]; T_w – temperatura da parede do cilindro ou da camisa em [K]; H_{cil} – deslocamento do pistão em [m]; V – volume do cilindro em [m^3]; V_m – volume morto em [m^3]; P_d – diâmetro do pistão em [m]; T – temperatura instantâneo do cilindro em [K]; p – pressão instantânea do cilindro em [$N.m^{-2}$]; ROD – comprimento da biela em [m]; CS – raio da manivela em [m]; e por último φ – ângulo de giro instantâneo da manivela em [rad]. Para a modelagem o ciclo completo, dividiu-se em 4 etapas para facilitar o desenvolvimento da modelagem e ser possível de capturar todos os fenômenos físicos:

- a) Etapa 1 – admissão do ar com injeção de combustível;
- b) Etapa 2 – compressão do ar e dos reagentes;
- c) Etapa 3 – processo de combustão sequenciado pela expansão dos gases;
- d) Etapa 4 – exaustão dos gases de combustão.

Uma vez que, o combustível considerado pode ser diesel ou uma mistura de diesel, biodiesel e ou biogás, o combustível injetado será tratado como uma mistura desses combustíveis. Com base nisso, definiu-se as seguintes hipóteses simplificadoras para o sistema:

- a) A mistura gasosa no interior do cilindro em todas as etapas do ciclo do motor é considerada como sendo formada por gases ideais;
- b) Foram desprezados os efeitos da energia cinética e potencial;
- c) A pressão e a temperatura são consideradas com valores uniformes em todos os pontos considerados no interior do cilindro;
- d) Não são consideradas forças de inércia quer da mistura gasosa quer das partes móveis do motor;
- e) Na modelagem se considerou a pressão e a temperatura externas ao cilindro, como sendo p_0 – pressão atmosférica ou ambiente = 101300,00 [$N.m^{-2}$] e T_0 – temperatura ambiente = 298,15 [K];
- f) A pressão e a temperatura no interior do cilindro são consideradas uniformes, a cada instante no tempo (tem-se o mesmo valor para toda câmara de combustão, a cada instante de tempo);

- g) A combustão é considerada completa, sem sobras de oxigênio (O₂), formação de óxidos de nitrogênio (NO_x) e monóxido de carbono (CO);
- h) Os gases reagentes e os gases resultantes como produtos da combustão são modelados como gases ideais;
- i) Pelo fato de as temperaturas atingidas no ciclo ficarem geralmente abaixo dos 2500 K, não foram considerados os efeitos da dissociação;
- j) Toda combustão é na verdade um processo, desde o início com os reagentes, passando pela formação de produtos intermediários e chegando aos produtos. Neste trabalho, a combustão só será abordada quanto ao início e ao fim, ou seja, tendo em vista somente os reagentes e os produtos;
- k) Foram desprezadas as inércias térmicas da reação de combustão, em presença das inércias térmicas nos outros tempos do motor.

Com isso, inicia-se a terceira etapa da metodologia que é o modelamento das EDO's para cada etapa do ciclo motor baseadas nos princípios da segunda lei da termodinâmica conforme demonstra a equação a seguir, sendo a taxa de geração de entropia de cada etapa definida como $-\dot{S}_{g,k}$.

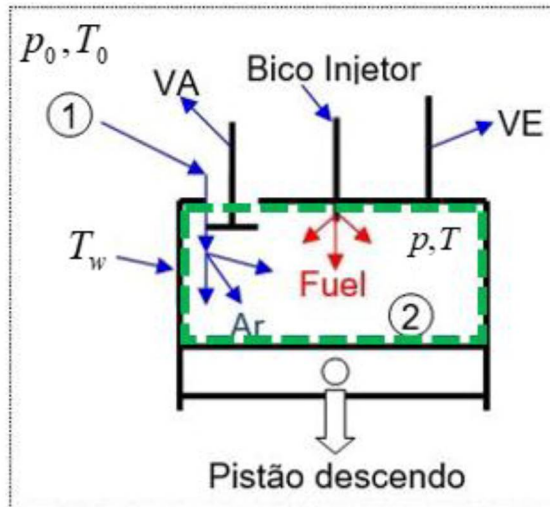
$$\dot{S}_{g,k} = \left(\frac{dS_{vc}}{dt} \right)_k - \left(\sum_{i=1}^n \frac{\dot{Q}_i}{T_i} \right) + \left(\sum_{out} \dot{m}s - \sum_{in} \dot{m}s \right)_k \geq 0 \quad (3.17)$$

A Equação (3.17), apresenta três parcelas, a **primeira** é a variação da entropia transiente dentro do volume de controle para cada etapa k do ciclo motor; a **segunda** parcela, é a taxa de transferência de calor i através da fronteira do sistema; e a **terceira** parcela, é o balanço de massa através da fronteira do sistema para cada etapa k .

3.1.3.1 Etapa 1: processo de admissão de ar

Na FIGURA 3.4, é ilustrado a fronteira do sistema para a etapa de admissão de ar para dentro do cilindro, ou seja, o transporte de massa do espaço 1 até o espaço 2. Com base nas condições de contornos apresentados neste diagrama, a seguinte EDO é definida a seguir.

FIGURA 3.4 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO PROCESSO DE ADMISSÃO DE AR E DE COMBUSTÍVEL



FONTE: adaptado de Graciano *et.al.* (2016).

$$\dot{S}_{g,adm} = \left(\frac{dS_{vc}}{dt} \right)_{adm} - \left(\frac{\dot{Q}_w}{T} \right) - \left(\dot{m}_{ar} s_{ar} + \dot{m}_{fuel,mix} s_{fuel,mix} \right)_{adm} \geq 0 \quad (3.18)$$

Para a **primeira** parcela do lado direito da equação, a variação da entropia dentro do volume de controle é definida através das relações termodinâmicas de gases ideais, conforme equação abaixo:

$$\left(\frac{dS_{vc}}{dt} \right)_k = \frac{m_{vc} \cdot ds}{dt} = m_{vc} \left(\frac{\bar{c}_p}{T} \frac{dT}{dt} + \frac{R}{p} \frac{dp}{dt} \right) \quad (3.19)$$

Essa relação termodinâmica é aplicada para todas essas etapas com exceção para o processo de combustão que será demonstrado mais à frente. Para **segunda** parcela, a taxa de transferência de calor através das paredes do cilindro é modelada pelas Equações (3.20) e (3.21); e a **terceira** parcela é a vazão de massa de ar e da mistura de combustíveis para dentro do cilindro demonstrados da Equação (3.24) até a (3.29). A taxa de transferência de calor total pela fronteira do cilindro é modelada considerando os modos de transferência de calor por convecção e radiação, conforme mostram as equações a seguir.

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv} A_{cil} (T - T_w) \quad (3.20)$$

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon_w A_{cil} \sigma (T^4 - T_w^4) \quad (3.21)$$

O modo de transferência de calor por condução é desprezado da modelagem devido as paredes do cilindro de um motor serem de espessuras finas, tornando a resistência térmica por condução desprezível em presença dos outros modos. Portanto, para calcular a taxa de transferência de calor por convecção, adotou-se a correlação de Dittus e Boelter, para o coeficiente de convecção - h_{conv} , conforme é demonstrado pela Equação (3.22) e, a área de troca térmica do cilindro - A_{cil} , é também, definida pela Equação (3.23).

$$h_{conv} = 0,023(Re)_{P_d}^{4/5} (Pr)^{1/3} \frac{\mu_{gas}}{P_d} \quad (3.22)$$

$$A_{cil} = H_{cil} \pi P_d + \frac{\pi (P_d)^2}{4} \quad (3.23)$$

onde, $(Re)_{P_d}$ - é o número de Reynolds calculado no código numérico e o Pr - é o número de Prandtl que é um dado de entrada da simulação, o mesmo se aplica para a condutividade térmica da mistura gasosa no cilindro - μ_{gas} , em $[W.m^{-1}.K^{-1}]$. Para o cálculo da radiação térmica, tem-se as seguintes variáveis, σ - constante de Stefan-Boltzmann, em $[W.m^{-2}.K^{-4}]$ e a efetividade da parede - ε_w , que também são dados de entrada da simulação numérica.

Para a terceira etapa da EDO, a vazão de massa do ar e da mistura de combustível já são valores conhecidos e convergidos do modelo e, são definidos conforme as equações a seguir, respectivamente. (Graciano et al. (2016).

$$\dot{m}_{ar} = C_d \cdot A_v \sqrt{2 \cdot \rho_{ar} |p_0 - p|} \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (3.24)$$

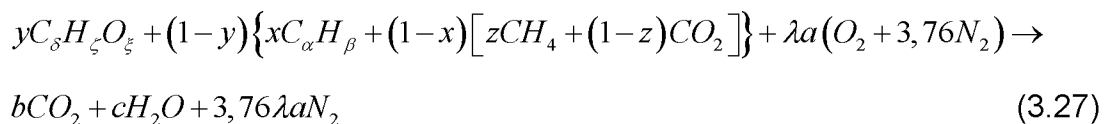
$$\dot{m}_{fuel,mix} = \frac{\dot{m}_{ar}}{AFR} \left[\frac{kg_{fuel,mix}}{s} \right] \quad (3.25)$$

Também, as seguintes hipóteses simplificadoras são adotadas para o modelamento da vazão de ar admitido:

- a. O escoamento é uniforme;
- b. A densidade da mistura gasosa é constante e aproximada como sendo ar seco, devido à pouca variação nos valores da pressão e temperatura entre os dois pontos considerados;
- c. O escoamento é ideal, sem efeitos da viscosidade ao longo do coletor até a entrada do motor (válvula de admissão).

Sendo, A_v - área da secção da válvula onde se dá o escoamento do ar admitido, em $[m^2]$, e calculada a partir do diâmetro de válvula - D_v , que é um dado de entrada da simulação; C_d - coeficiente de descarga nas válvulas, parâmetro de ajuste e também, um dado de entrada do modelo de simulação; ρ_{ar} - a densidade do ar admitido em $[kg.m^{-3}]$, calculada através das relações dos gases ideias. A relação ar-combustível - AFR , é definida conforme a equação a seguir, ou seja, através da relação ar-combustível estequiométrico - AFR_{st} e, do parâmetro adimensional λ - razão do excesso de ar, que é adicionada a equação química de combustão, conforme demonstrada abaixo para efeito de balanceamento da reação química de combustão do sistema e, é um dado de entrada da simulação.

$$\lambda = \frac{AFR}{AFR_{st}} \quad (3.26)$$



Sendo, y a concentração de biodiesel e x a concentração de gás natural na mistura com Diesel, e todos os índices dos compostos químicos são dados de entrada do modelo e, são em função do tipo de combustível que se quer utilizar na simulação, e o código numérico calcula os as quantidades de moles da reação química balanceada. Com isso, a mistura de combustível é caracterizada na simulação.

Para calcular a entropia específica da massa de ar admitida – s_{ar} , [$J.K^{-1}$], utilizou-se uma curva de ajuste polinomial mediante as tabelas de entropia específica disponíveis na literatura de Moran (2000) e Gogoi (2010) e, com o auxílio de um aplicativo computacional gráfico (*Kaleida Graph*), a seguinte curva polinomial é determinada conforme equação a seguir:

$$s_{ar}(T) = 30.611 + 0.07863(T) - 2.7139 \times 10^{-5}(T)^2 + 3.8532 \times 10^{-9}(T)^3 \quad (3.28)$$

A entropia específica da mistura de combustível é definida pela média ponderada dos combustíveis à temperatura de referência – $298K$, conforme abaixo:

$$s_{fuel,mix}(T_{fuel} \cong 298K) = \frac{\sum_i x_i mol_i s_i(T_{fuel})}{\sum_i x_i mol_i} \left[\frac{J}{mol.K} \right] \quad (3.29)$$

Onde, x_i - porcentagem de cada tipo combustível na mistura; mol_i - massa molar de cada combustível na mistura, em [$kg.mol^{-1}$]. Definiu-se que a temperatura do combustível é constante durante a injeção e igual a $298K$, sendo assim, os combustíveis têm-se os seguintes valores de entropia específica absoluta, Moran (2000) e Gogoi (2010):

a) para o Diesel $S_{diesel_298K} = 612.54$ - [$J.mol^{-1}.K^{-1}$];

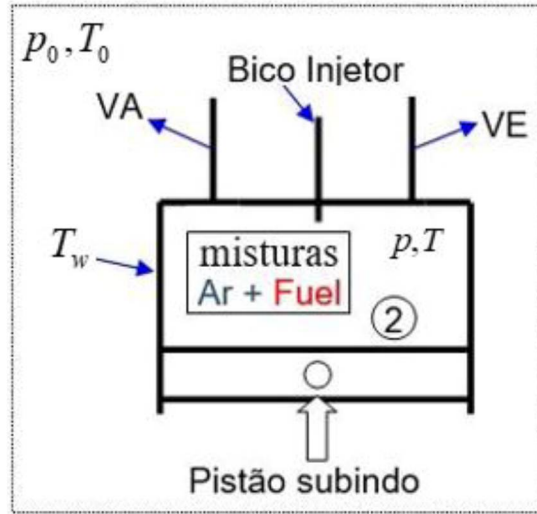
b) para o biodiesel ($C_{20}H_{36}O_2$), $S_{biodiesel_298K} = 918.39$ - [$J.mol^{-1}.K^{-1}$]; e,

c) para o biogás considerado (CH_4), $S_{CH_4_298K} = 186.31$ - [$J.mol^{-1}.K^{-1}$].

3.1.3.2 Etapa 2: processo de compressão

Na FIGURA 3.5, é ilustrado um diagrama esquemático para a etapa da compressão dos gases. Nesta etapa, o processo é considerado um sistema fechado, porém, com um volume de controle transiente com o pistão subindo em direção ao PMS, comprimindo a mistura de ar e combustível admitido na etapa anterior.

FIGURA 3.5 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO PROCESSO DE COMPRESSÃO DOS GASES



FONTE: adaptado de Graciano *et.al.* (2016).

Portanto, partindo da EDO geral da segunda lei da termodinâmica, conforme Equação (3.17), e do diagrama acima, a seguinte EDO para esta etapa é definida.

$$\dot{S}_{g,comp} = \left(\frac{dS_{vc}}{dt} \right)_{comp} - \left(\frac{\dot{Q}_w}{T} \right) \geq 0 \quad (3.30)$$

Sendo, a primeira parcela igual a Equação (3.19); e a segunda parcela igual as definições da etapa de admissão, diferenciando-se nesta etapa, os valores instantâneos da temperatura e pressão do sistema.

3.1.3.3 Etapa 3: processo de combustão e de expansão

O processo de combustão é modelado baseado nas seguintes premissas: o processo inicia-se no instante em que o pistão chega ao PMS; e o tempo de duração do processo de combustão – t_{comb} é definida conforme equação a seguir:

$$t_{comb} = \frac{60\Delta\phi}{2\pi N} [s] \quad (3.31)$$

onde, $\Delta\varphi$ - intervalo angular no giro da manivela correspondente a duração da combustão, em $[rad]$. Aqui, define-se mais um parâmetro adimensional, a razão de corte do motor - r_c , conforme já demonstrado pela Equação (3.16).

Com esta definição em mente e, considerando o processo de combustão como sendo um sistema fechado, definiu-se a seguinte EDO para a combustão.

$$\dot{S}_{g,comb} = \left(\frac{dS_{vc}}{dt} \right)_{comb} - \left(\frac{\dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_w}{T} \right) \geq 0 \quad (3.32)$$

Diferentemente das EDO anteriores, no primeiro termo computa-se toda a entropia gerada durante a combustão, pois ela acontece dentro do volume de controle estabelecido pela razão de corte. Com base nas hipóteses simplificadoras apontadas no início deste capítulo, definiu-se a seguinte derivada temporal para a taxa de geração de entropia:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \left(\frac{S_p - S_r}{t_{comb}} \right) = \frac{m_{gm}}{t_{comb}} \left\{ \sum_{i=1}^n \frac{x_{pi}}{mol_{pi}} \left[\bar{s}^\circ(T) - \bar{R} \ln \left(\frac{y_i p}{p_0} \right) \right]_{pi} - \sum_{i=1}^n \frac{x_{ri}}{mol_{ri}} \left[\bar{s}^\circ(T) - \bar{R} \ln \left(\frac{y_i p}{p_0} \right) \right]_{ri} \right\} \quad (3.33)$$

Sendo, S_p - soma das entropia dos produtos de combustão em base mássica $[J.kg^{-1}.K^{-1}]$; S_r - soma das entropia dos reagentes em base mássica $[J.kg^{-1}.K^{-1}]$; x_{pi} - fração molar de cada produto da combustão; x_{ri} - fração molar de cada componente dos reagentes; mol_{pi} - massa molar de cada componente dos produtos $[kg.mol^{-1}]$; mol_{ri} - massa molar de cada componente dos reagentes $[kg.mol^{-1}]$; $\bar{s}^\circ(T)$ - entropia específica absoluta em função da temperatura do cilindro para cada componente químico dos reagentes e produtos $[J.mol^{-1}.K^{-1}]$; e dentro do logaritmo natural é calculado a pressão parcial de cada componente químico da reação de combustão, portanto, y_i corresponde a concentração de cada espécie química. Os componentes químicos dos reagentes e produtos considerados nesta modelagem são aproximados por uma curva de ajuste polinomial, mediante as tabelas disponíveis em Moran (2000) e Gogoi (2010), e com o emprego de um aplicativo gráfico (*Kaleida Graph*), plotou-se

a entropia específica absoluta em função da temperatura instantânea e, definiu-se as seguintes curvas polinomiais:

$$s_{O_2}(T) = 185.3 + 0.082673(T) - 2.8584 \cdot 10^{-5}(T)^2 + 4.0627 \cdot 10^{-9}(T)^3 \quad (3.34)$$

$$s_{N_2}(T) = 173.23 + 0.077893(T) - 2.6849 \cdot 10^{-5}(T)^2 + 3.8087 \cdot 10^{-9}(T)^3 \quad (3.35)$$

$$s_{CO_2}(T) = 184.47 + 0.117(T) - 3.7425 \cdot 10^{-5}(T)^2 + 5.0715 \cdot 10^{-9}(T)^3 \quad (3.36)$$

$$s_{CO}(T) = 179 + 0.078659(T) - 2.705 \cdot 10^{-5}(T)^2 + 3.8251 \cdot 10^{-9}(T)^3 \quad (3.37)$$

$$s_{H_2O}(T) = 167.34 + 0.08985(T) - 2.8645 \cdot 10^{-5}(T)^2 + 4.0186 \cdot 10^{-9}(T)^3 \quad (3.38)$$

Para o segundo termo da EDO, tem-se duas taxas de transferência de calor, onde a taxa de transferência de calor pela parede – \dot{Q}_w é igual a definição da etapa de admissão, diferenciando-se aqui pelos valores instantâneos da temperatura e pressão durante o processo de combustão; e a taxa de transferência de calor da combustão – \dot{Q}_{comb} , em [W], o qual é adicionada devido ao calor de combustão nesta etapa, fazendo elevar quase que instantaneamente os valores de temperatura e pressão no cilindro. Ela é definida conforme equação a seguir:

$$\dot{Q}_{comb} = m_{fuel,mix} \frac{Q_{comb}}{t_{comb}} [W] \quad (3.39)$$

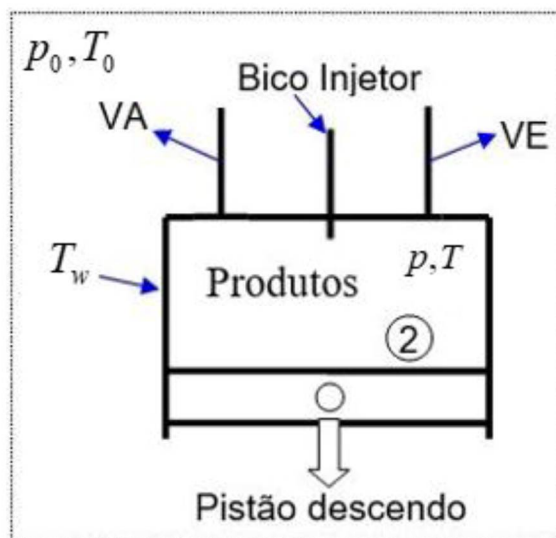
Sendo, Q_{comb} o calor da combustão em [$J.kg^{-1}$], liberada pela diferença entre as entalpias em base molar dos produtos - \bar{h}_p e reagentes - \bar{h}_r da mistura, conforme equação a seguir.

$$Q_{comb} = \frac{(\bar{h}_p - \bar{h}_r)}{mol_{fuel,mix}} \quad (3.40)$$

As entalpias são calculadas pelo código numérico através de curvas polinomiais ajustadas e com base nos valores tabelas disponíveis em Moran (2000) e Gogoi (2010), essas curvas já eram existentes no modelo numérico defendida por Graciano *et al.* (2016).

Na FIGURA 3.6, é ilustrado o processo de expansão, onde o sistema é considerado como um sistema fechado, similarmente a etapa de compressão, com a diferença que o pistão está descendo em direção ao PMI.

FIGURA 3.6 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO PROCESSO DE EXPANSÃO DE UM MOTOR ICO



FONTE: adaptado de Graciano *et al.* (2016).

Esta etapa inicia-se logo após o processo de combustão. Portanto, a EDO para a taxa de geração de entropia é como segue:

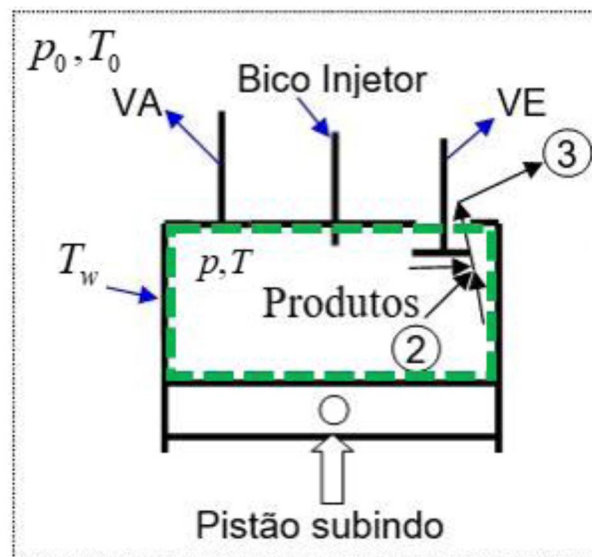
$$\dot{S}_{g,exp} = \left(\frac{dS_{vc}}{dt} \right)_{exp} - \left(\frac{\dot{Q}_w}{T} \right) \geq 0 \quad (3.41)$$

Aqui, todas as variáveis acima já foram demonstradas, para o primeiro termo é conforme a Equação (3.19) e, o segundo termo conforme as definições demonstradas na etapa da admissão.

3.1.3.4 Etapa 4: processo de exaustão

Para o processo de exaustão dos gases o sistema volta a ser considerado como aberto, onde os gases resultantes da combustão são expelidos para fora do cilindro (fronteira), finalizando a última etapa do ciclo motor, conforme ilustra a FIGURA 3.7 a seguir.

FIGURA 3.7 – DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO PROCESSO DE EXAUSTÃO DOS GASES



FONTE: adaptado de Graciano *et.al.* (2016).

Com base neste diagrama, a EDO para esta etapa é definida como segue:

$$\dot{S}_{g,exh} = \left(\frac{dS_{vc}}{dt} \right)_{exh} - \left(\frac{\dot{Q}_w}{T} \right) + \left(\dot{m}_{mg} \sum_{i=1}^n s_{P,i} \right)_{exh} \geq 0 \quad (3.42)$$

O primeiro termo da equação é conforme a Equação (3.19); e o segundo termo é similar a etapa de admissão, com a diferença que os valores de pressão e temperaturas instantâneas são diferentes. A novidade é o terceiro termo, onde a vazão dos gases de exaustão é definida multiplicando-as pela soma das entropias específicas dos produtos de combustão desta etapa, sendo a vazão dos gases de exaustão conforme a equação a seguir. E, a soma de entropia específica dos produtos já foi demonstrado no processo de combustão e todos os termos e variáveis já são conhecidas e demonstradas.

$$\dot{m}_{gm} = -\dot{m}_{ar} = -A_v C_d \sqrt{2\rho_{ar} |p_0 - p|} \quad (3.43)$$

3.1.4 Pós-processamento – variáveis de saída do modelo matemático

Após o sistema de EDO's atingir a convergência desejada, ou seja, todas as incógnitas do modelo matemático são conhecidas, então, inicia-se o pós-processamento que é o cálculo das variáveis de saída do modelo. Previamente, o modelo numérico existente já considerava o cálculo das seguintes variáveis de um motor ICO: potência e torque efetivo, consumo hora de combustível e rendimento térmico do ciclo. Porém, para calcular essas variáveis, primeiramente, deve-se calcular a potência indicada e, para isto, é necessário realizar uma integração numérica do ciclo, sendo a potência e ou o trabalho indicado a área determinada pela curva $p.V$, ou seja, conforme definido pela equação a seguir:

$$\dot{W}_{ind} = \int p.dV \quad (3.44)$$

Através da potência indicada na cabeça do pistão para um ciclo motor ICO completo, a pressão indicada é calculada através da Equação (3.12) e, a pressão efetiva conforme Equação (3.11), e através da pressão efetiva do sistema, calcula-se a potência efetiva por pistão conforme a Equação (3.7), todas essas já demonstrada no item 3.1.2. Com isso, a potência efetiva total de um ciclo completo é definida conforme a equação a seguir.

$$\dot{W}_{ef} = \dot{W}_{ef,p} \cdot N_{cil} \quad (3.45)$$

A seguir, são definidos o torque efetivo do sistema, o consumo hora de combustível e o rendimento térmico através das seguintes equações:

$$T_{ef} = \frac{60\dot{W}_{ef}}{2\pi N} \quad (3.46)$$

$$CHC = \frac{m_{f,adm}}{\Delta t_{ec}} 3600 \cdot N_{cil} \left[\frac{kg_{fuel}}{h} \right] \quad (3.47)$$

$$\eta_{ef} = \frac{\dot{W}_{ef}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (3.48)$$

Agora, com a implementação da segunda lei da termodinâmica no código numérico e, para atingir o objetivo principal da dissertação, é necessário determinar a irreversibilidade do ciclo motor ICO completo, visto que, as EDO's de segunda lei da termodinâmica desenvolvidas no item 3.1.3, calculam a irreversibilidade de cada etapa do ciclo motor individualmente, portanto, através de uma integração numérica, a taxa de geração de entropia média do ciclo motor, ou seja, a irreversibilidade total do ciclo motor é calculada, conforme a equação abaixo.

$$\bar{\dot{S}}_g = \frac{1}{\Delta t_{ec}} \int \dot{S}_g dt \left[\frac{W}{K} \right] \quad (3.49)$$

Conhecendo-se a taxa de geração de entropia média de um sistema, a exergia destruída durante o ciclo motor completo de motor ICO é definida conforme abaixo.

$$\dot{E}_d = \frac{T_0}{\Delta t_{ec}} \int \dot{S}_g dt = T_0 \bar{\dot{S}}_g \left[\frac{J}{s} \right] \quad (3.50)$$

Conhecendo-se a exergia média destruída do sistema, a seguir é definida a eficiência de segunda lei da termodinâmica para o sistema.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_{ef}}{\dot{E}_{rev}} = \frac{\dot{E}_{ef}}{\dot{E}_{ind} + \dot{E}_d} \quad (3.51)$$

Sendo, \dot{E}_{ef} a exergia efetiva em [W], que é a exergia disponível no eixo motor; \dot{E}_{ind} a exergia indicada em [W]; e \dot{E}_{rev} a exergia reversível do sistema em [W], que é a soma da parcela indicada com a destruída. As equações a seguir definem as duas primeiras exergias, respectivamente.

$$\dot{E}_{ef} \square \dot{W}_{ef} \quad (3.52)$$

$$\dot{E}_{ind} \approx \dot{W}_{ind} \quad (3.53)$$

3.2 AJUSTE E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

Ao adicionar as melhorias no código numérico conforme demonstradas nos itens anteriores, 3.1.1 e 3.1.2, os valores simulados desviaram-se dos resultados experimentais devido aos impactos que estes trouxeram ao código numérico validado anteriormente, portanto, um novo ajuste foi realizado para que os dados de saída estejam novamente de acordo com a validação experimental que Graciano *et al.* (2016) realizou. Esse método, baseia-se em utilizar os dados experimentais de teste de cela que Pereira (2006), experimentou para o motor *MWM D229-6*, onde a especificação deste motor se encontra disponível no ANEXO 1, e compará-los com os valores simulados, se a dispersão ficar dentro de um erro absoluto de no máximo 10%, então o modelo é considerado validado experimentalmente, pois um modelo com este nível de complexidade e este erro, é considerado representativo para a maioria das aplicações em engenharia. (GRACIANO *et al.* 2016).

Para alcançar esse objetivo, a estimativa de parâmetro do problema inverso é adotada, onde baseia-se primeiramente, na definição dos coeficientes empíricos, que nesta dissertação, serão os mesmos adotados anteriormente por Graciano *et al.* (2016); e segundo, o método para estimar esses valores, que é através de uma busca exaustiva, onde várias simulações são realizadas variando um coeficiente por vez e, após várias simulações, adota-se o valor mais próximo dos valores experimentais, ou seja, com o menor erro absoluto. Os coeficientes empíricos de ajuste empregados no código numérico são conforme apresentados pelas equações a seguir.

$$\dot{Q}_w = -(\dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad})K1 \quad (3.54)$$

$$P_{m,atr} = \left[C_1 + \left(\frac{48N}{1000} \right) + 0,4(\bar{S}_{pist})^2 \right] K2 \quad (3.55)$$

Sendo, *K1* o coeficiente empírico para ajuste da equação da transferência de calor total através da parede do cilindro – \dot{Q}_w , em [W]; e, *K2* o coeficiente empírico

para ajuste das perdas por fricção das partes móvel do motor já definida no item 3.1.2. Os dois termos da Equação (3.54) já foram demonstrados no item 3.1.3.

Com esta metodologia, as melhorias implementadas no código numérico pelo autor são integradas no código numérico, e as incógnitas e variáveis de saída do modelo continuarão equivalentes com a validação experimental realizada anteriormente por (Graciano et al. (2016)).

3.3 ADIMENSIONALIZAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

3.3.1 Definição das escalas do modelo

- a) Tempo escala é definida sendo um ciclo motor completo, ou seja, duas voltas na manivela e, é referenciado pela rotação ($N^* = 2000rpm$):

$$t_{esc} = \frac{4 \cdot \pi}{\omega^*}, \text{ sendo } \omega^* = \frac{2 \cdot \pi \cdot N^*}{60} \therefore t_{esc} = \frac{120}{N^*} [s] \quad (3.56)$$

- b) Temperatura escala do sistema é igual a temperatura de referência, T_0 :

$$T_{esc} = T_0 = 298 [K] \quad (3.57)$$

- c) Pressão escala do sistema é igual a pressão atmosférica do sistema, p_0 :

$$p_{esc} = p_0 = 101315 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (3.58)$$

- d) Densidade escala é definida com base nas relações dos gases ideias conforme a equação a seguir:

$$\rho_{esc} = \frac{p_{esc}}{R T_{esc}} \left[\frac{kg}{m^3} \right], \text{ sendo } R = 287 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (3.59)$$

- e) Volume escala é a soma do volume deslocado referência mais o volume morto do cilindro e, a taxa de compressão – CR (*Compression Ratio*), é referenciado por um valor teórico para motores a diesel ICO, ($CR^* = 20$):

$$V_{esc} = V_d^* + V_m; \text{ sendo } V_d^* = V_m \cdot CR^* \therefore V_{esc} = V_m (1 + CR^*) [m^3] \quad (3.60)$$

f) Massa escala do sistema é definido com base na equação dos gases ideais:

$$m_{esc} = \frac{P_{esc} \cdot V_{esc}}{R \cdot T_{esc}} [kg] \quad (3.61)$$

g) Área do cilindro escala é definida com base na relação curso e diâmetro do pistão, sendo o diâmetro de pistão de referência igual a 0,1 m:

$$A_{esc} = \pi (P_d^*)^2 \left(\frac{B^* + 4}{4B^*} \right) [m^2] \quad (3.62)$$

A relação geométrica B – relação diâmetro-curso do pistão, é adotado como referência uma relação tipo “quadrada”, ou seja, $B = 1,0$.

$$B^* = \frac{P_d}{2 \cdot CS} = 1,0 \quad (3.63)$$

h) Coeficiente de transferência de calor escala é definida através da conservação da energia através da parede do cilindro (fronteira do sistema):

$$m_{esc} \cdot c_{v,ar} \cdot \frac{\Delta T}{\Delta t} \sim h_k \cdot A_{esc} \cdot \Delta T \therefore h_{esc} \sim \frac{m_{esc} \cdot c_{v,ar}}{A_{esc} \cdot t_{esc}} \left[\frac{J}{m^2 \cdot K \cdot s} \right] \quad (3.64)$$

onde, k é o modo de transferência de calor por convecção ou radiação térmica.

i) A taxa de transferência de calor escala é definida com base nos escalares definidos anteriormente, conforme a equação a seguir:

$$\dot{Q}_{esc} = \frac{m_{esc} \cdot c_{v,ar} \cdot T_{esc}}{t_{esc}} \left[\frac{J}{s} \right] \quad (3.65)$$

j) Entropia específica escala e taxa de entropia escala são definidas com base no estado de referência do sistema, conforme equações a seguir:

$$s_{esc} = m_{esc} \cdot c_{v,ar} \left[\frac{J}{K} \right] \quad (3.66)$$

$$\dot{S}_{esc} = \frac{S_{esc}}{t_{esc}} \left[\frac{W}{K} \right] \quad (3.67)$$

3.3.2 Definição dos adimensionais do modelo

Usando as escalas definidas acima os seguintes adimensionais são definidos:

$$a) \text{ Tempo adimensional} = \theta = \frac{t}{t_{esc}} \quad (3.68)$$

$$b) \text{ Temperatura adimensional} = \tau = \frac{T}{T_{esc}} \quad (3.69)$$

$$c) \text{ Pressão adimensional} = \tilde{P}_i = \frac{P_i}{P_{esc}}; \quad (3.70)$$

$$d) \text{ Densidade} = \Omega_i = \frac{\rho_i}{\rho_{esc}} \quad (3.71)$$

$$e) \text{ Volume adimensional} = \nu = \frac{V}{V_{esc}} \quad (3.72)$$

$$f) \text{ Massa adimensional} = \psi_i = \frac{m_i}{m_{esc}}; \quad M_i = \frac{m_i \cdot c_{v,i}}{m_{resc} \cdot c_{v,ar}}; \quad (3.73)$$

$$g) \text{ Área adimensional} = \tilde{A}_i = \frac{A_i}{A_{esc}}; \quad (3.74)$$

$$h) \text{ Coeficiente de transferência de calor adimensional} = \tilde{h}_k = \frac{h_k}{h_{esc}}; \quad (3.75)$$

$$i) \text{ Taxa de transferência de calor adimensional} = \dot{\Theta}_k = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{Q}_{esc}} \quad (3.76)$$

$$j) \text{ Taxa de entropia adimensional} = \Lambda_k = \frac{\dot{S}_{g,k}}{\dot{S}_{esc}} \quad (3.77)$$

A seguir tem-se a definição de outros parâmetros adimensional do modelo:

$$k) \text{ AFR} - \text{razão ar-combustível é definida como: } AFR = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{fuel}} \quad (3.78)$$

$$l) \text{ Excesso de ar admitido: } \lambda = \frac{AFR}{AFR_{st}} \quad (3.79)$$

Sendo, $\lambda = 1, 2$ a referência para o cálculo da massa de combustível adimensional.

$$m) \text{Relação dos calores específicos: } \gamma_i = \frac{c_{p,i}}{c_{v,i}} \quad (3.80)$$

$$n) \text{Relação geométrica do motor biela-manivela: } S = \frac{ROD}{CS} \quad (3.81)$$

$$o) \text{Razão de corte: } r_c = \frac{V(\Delta\varphi)}{V_m} \quad (3.82)$$

3.3.3 Adimensionalização das EDO's de conservação de massa do sistema

Com base nas escalas e adimensionais definidos nos itens 3.3.1 e 3.3.2, respectivamente, segue a adimensionalização da EDO para as massas do sistema, começando pela EDO da massa de ar admitido:

$$\left(\frac{t_{esc}}{m_{esc}} \right) \frac{dm_{ar}}{dt} = \frac{C_d \cdot A_v \sqrt{2 \cdot \rho |p_0 - p|}}{m_{esc} / t_{esc}} \quad (3.83)$$

Para o lado esquerdo da EDO tem-se:

$$\left(\frac{t_{esc}}{m_{esc}} \right) \frac{dm_{ar}}{dt} \approx \left(\frac{t_{esc}}{m_{esc}} \right) \frac{d\overline{m}_{ar}}{d\overline{t}} \approx \frac{d\psi_{ar}}{d\theta} \approx \dot{\psi}_{ar} \quad (3.84)$$

Para o lado direito da EDO tem-se:

$$\begin{aligned} \frac{t_{esc}}{m_{esc}} C_d \cdot A_v \sqrt{2 \cdot \rho |p_0 - p|} &\approx \frac{t_{esc}}{\rho_{esc} V_{esc}} C_d \cdot A_v \sqrt{2 \cdot \rho |p_0 - p|} \approx \frac{t_{esc} \cdot C_d \cdot A_v}{V_{esc}} \sqrt{2 \cdot \frac{\rho}{\rho_{esc}^2} |p_0 - p|} \approx \\ &\approx C_d \frac{t_{esc} \cdot A_v}{V_{esc}} \sqrt{2 \cdot \Omega |p_0 - p|} \frac{RT_{esc}}{P_{esc}} \approx \frac{C_d}{g} \sqrt{2RT_{esc}} \sqrt{\Omega |1 - \tilde{P}|} \approx \frac{C_d}{g} \Upsilon \sqrt{\Omega |1 - \tilde{P}|} \end{aligned} \quad (3.85)$$

Portanto, a EDO para ar admitido adimensional é:

$$\frac{d\psi_{ar}}{d\theta} = \dot{\psi}_{ar} = \frac{C_d \cdot \Upsilon}{g} \sqrt{\Omega |1 - \tilde{P}|} \quad (3.86)$$

Para a vazão de combustível vamos utilizar a relação *AFR* como segue:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_{ar}}{AFR} \therefore \dot{\psi}_f = \frac{\dot{\psi}_{ar}}{AFR} \quad (3.87)$$

E, para a vazão de massa dos produtos temos:

$$\frac{d\psi_{prod}}{d\theta} = \dot{\psi}_{prod} = -\dot{\psi}_{ar} = -\frac{C_d \cdot \Upsilon}{g} \sqrt{\Omega |1 - \tilde{P}|} \quad (3.88)$$

3.3.4 Adimensionalização das EDO's de conservação de energia do sistema

a) EDO da temperatura para a etapa da admissão:

Para adimensionalizar a EDO divide-se por \dot{Q}_{esc} e, utilizando a definição conforme Equação (3.65), tem-se:

$$\frac{[c_{v,ar}(m_{ar} + m_{prod}) + c_{v,f}m_f] \frac{dT}{dt}}{\dot{Q}_{esc}} = \frac{(\dot{Q}_w - \dot{W}_p + h_{ar,in}\dot{m}_{ar} + h_{f,in}\dot{m}_f - c_{v,ar}\dot{m}_{ar}T - c_{v,f}\dot{m}_fT)}{\dot{Q}_{esc}} \quad (3.89)$$

Para o lado esquerdo da EDO tem-se a seguinte equação algébrica:

$$\frac{[c_{v,ar}(m_{ar} + m_{prod}) + c_{v,f}m_f] \frac{d\boxed{T}}{d\boxed{t}}}{\frac{m_{esc} \cdot c_{v,ar} \cdot \boxed{T}_{esc}}{\boxed{t}_{esc}}} \approx \left[\frac{\boxed{m_{ar} \cdot c_{v,ar}} + \boxed{m_{prod} \cdot c_{v,ar}} + \boxed{m_f \cdot c_{v,f}}}{m_{esc} \cdot c_{v,ar}} \right] \frac{d\tau}{d\theta} \approx (\psi_{ar} + \psi_{prod} + M_f) \frac{d\tau}{d\theta}$$

Para o lado direito da EDO, vamos fazer o processo algébrico para cada parcela da equação. Portanto, a primeira é a taxa de transferência de calor pelas paredes do cilindro (\dot{Q}_w):

$$\frac{\dot{Q}_w}{\dot{Q}_{esc}} \approx \frac{-(\dot{Q}_{conv} + \dot{Q}_{rad})}{\left(\frac{m_{esc} \cdot c_{v,ar} \cdot T_{esc}}{t_{esc}} \right)} \approx \frac{-(h_{conv} + h_{rad}) A_{cil} t_{esc} (\boxed{T} - \boxed{T}_w)}{m_{esc} \cdot c_{v,ar} \cdot \boxed{T}_{esc}} \approx \frac{-(h_{conv} + h_{rad}) A_{cil} t_{esc} (\tau - \tau_w)}{m_{esc} \cdot c_{v,ar}} \quad (3.90)$$

A Equação (3.75) pode ser escrita como $h_k = \tilde{h}_k h_{esc}$ e, substituindo essa expressão na Equação (3.90) e, explicitando o termo h_{esc} da Equação (3.64), temos:

$$\frac{(\tilde{h}_{conv} + \tilde{h}_{rad}) \left(\frac{m_{esc} \cdot c_{v,ar}}{A_{esc} \cdot t_{esc}} \right) \left[\frac{A_{cil}}{A_{esc}} \cdot t_{esc} \right] (\tau - \tau_w)}{m_{esc} \cdot c_{v,ar}} \approx -(\tilde{h}_{conv} + \tilde{h}_{rad}) \tilde{A} (\tau - \tau_w) \approx \dot{\Theta}_w \quad (3.91)$$

O mesmo procedimento é feito para o segundo termo da equação (\dot{W}_p):

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{Q}_{esc}} = \left(p \frac{dV}{dt} \right) \cdot \left(\frac{t_{esc}}{m_{esc} \cdot c_{v,ar} \cdot T_{esc}} \right), \text{ utilizando a pressão adimensional, } p = \tilde{P} \cdot p_{esc}, \text{ e}$$

explicitando p_{esc} , tem-se:

$$\left(\tilde{P} \cdot p_{esc} \frac{dV}{dt} \right) \cdot \left(\frac{t_{esc}}{m_{esc} \cdot c_{v,ar} \cdot T_{esc}} \right) \approx \tilde{P} \frac{dV}{d\theta} \left(\frac{p_{esc}}{m_{esc} T_{esc}} \right) \left(\frac{1}{c_{v,ar}} \right) \approx \tilde{P} \frac{dV}{d\theta} \left(\frac{R}{V_{esc}} \right) \left(\frac{1}{c_{v,ar}} \right) \approx \tilde{P} \frac{dv}{d\theta} (\gamma - 1) \quad (3.92)$$

Da mesma maneira para o restante das parcelas do lado direito:

$$\frac{(h_{ar,in} \dot{m}_{ar} + h_{f,in} \dot{m}_f - c_{v,ar} \dot{m}_{ar} T - c_{v,f} \dot{m}_f T)}{\dot{Q}_{esc}} \approx \frac{\left(h_{ar,in} \frac{d[m_{ar}]}{dt} + h_{f,in} \frac{d[m_f]}{dt} \right)}{\left(\frac{m_{esc} \cdot c_{v,ar} \cdot T_{esc}}{t_{esc}} \right)} - \frac{\left(c_{v,ar} \frac{d[m_{ar}]}{dt} T + c_{v,f} \frac{d[m_f]}{dt} T \right)}{\left(\frac{m_{esc} \cdot c_{v,ar} \cdot T_{esc}}{t_{esc}} \right)} \approx \quad (3.93)$$

Abrindo os coeficientes de transferência de calor para o ar e o combustível tem-se:

$$\begin{aligned} & \approx \frac{\left((c_{p,ar} \cdot T_{in}) \frac{d\psi_{ar}}{d\theta} + (c_{p,f} \cdot T_{in}) \frac{d\psi_f}{d\theta} \right)}{(c_{v,ar} \cdot T_{esc})} - \frac{\left(c_{v,ar} \frac{d\psi_{ar}}{d\theta} T + c_{v,f} \frac{d\psi_f}{d\theta} T \right)}{(c_{v,ar} \cdot T_{esc})} \approx \frac{[\psi_{ar} R_{ar} + \psi_f R_f] (T_{in} - T)}{(c_{v,ar} \cdot T_{esc})} \approx \\ & \approx \frac{(\psi_{ar} \cdot R_{ar} + \psi_f \cdot R_f) (\tau_{in} - \tau)}{c_{v,ar}} \approx \psi_{ar} \psi_f (\gamma_{ar} - 1) (\Gamma_f - 1) (\tau_{in} - \tau) \end{aligned} \quad (3.94)$$

Para facilitar, agruparam-se esses adimensionais em um único como segue:

$$(\gamma_{ar} - 1) (\Gamma_f - 1) = \Gamma \quad (3.95)$$

$$M_{gm} = \psi_{ar} + \psi_f + M_{prod} \quad (3.96)$$

Finalmente, a EDO fica simplificada conforme a equação a seguir:

$$M_{gm} \frac{d\tau}{d\theta} = \dot{\Theta}_w + \tilde{P} \frac{dv}{d\theta} (\gamma - 1) + \dot{\psi}_{ar} \dot{\psi}_f (\tau_{in} - \tau) \Gamma \quad (3.97)$$

b) EDO da temperatura para os ciclos fechados (compressão e expansão):

O mesmo procedimento é adotado, portanto, partindo da equação abaixo.

$$\frac{(m_{gm} \cdot c_{v,ar})}{\dot{Q}_{esc}} \frac{dT}{dt} = \frac{(\dot{Q}_w - \dot{W}_p)}{\dot{Q}_{esc}} \approx \frac{\left(\frac{m_{gm} \cdot c_{v,ar}}{m_{esc} \cdot c_{v,ar} \cdot T_{esc}} \right) \frac{dT}{dt}}{t_{esc}} = \left(\frac{\dot{Q}_w}{\dot{Q}_{esc}} \right) - \left(\frac{\dot{W}_p}{\dot{Q}_{esc}} \right) \quad (3.98)$$

Onde, ambos termos da direita da EDO já foram adimensionalizadas anteriormente, portanto, a EDO adimensional para os ciclos fechados é como segue:

$$\psi_{gm} \frac{d\tau}{d\theta} = \dot{\Theta}_w - \tilde{P} \frac{dv}{d\theta} (\gamma - 1) \quad (3.99)$$

c) EDO da temperatura para a etapa da exaustão:

Similarmente, o procedimento de adimensionalização é adotado para a EDO da temperatura na etapa da exaustão dos gases, conforme equação a seguir:

$$\frac{(c_{v,gm} \cdot m_{prod})}{\dot{Q}_{esc}} \frac{dT}{dt} = \frac{\dot{Q}_w - \dot{W}_p - h_{prod,out} \dot{m}_{prod} - c_{v,ar} T \cdot \dot{m}_{prod}}{\dot{Q}_{esc}} \quad (3.100)$$

Portanto para o lado esquerdo da EDO temos a seguinte equação algébrica:

$$\frac{(c_{v,gm} \cdot m_{prod})}{\dot{Q}_{esc}} \frac{dT}{dt} \approx \frac{\left(\frac{c_{v,gm} \cdot m_{prod}}{m_{esc} \cdot c_{v,ar} \cdot T_{esc}} \right)}{\frac{t_{esc}}{d\tau}} \approx M_{prod} \frac{d\tau}{d\theta} \quad (3.101)$$

Para o lado direito da EDO, a primeira e a segunda parcela já são conhecidos seus adimensionais, portanto, a seguir tem-se a equação algébrica das duas últimas parcelas:

$$\begin{aligned} \frac{-(h_{prod,out} \dot{m}_{prod}) - (c_{v,ar} T \dot{m}_{prod})}{m_{resc} c_{v,ar} T_{esc}} &\approx -\frac{\dot{m}_{prod} (h_{prod,out} + c_{v,ar} T)}{m_{resc} c_{v,ar} T_{esc}} \approx -\frac{d\left(\frac{m_{prod}}{d\tau}\right) \frac{t_{esc}}{m_{esc}} (c_{p,ar} T + c_{v,ar} T)}{c_{v,ar} T_{esc}} \approx \\ &\approx -\frac{d\psi_{prod}}{d\theta} \left(\frac{c_{p,ar}}{c_{v,ar}} \tau \right) + \left(\frac{c_{v,ar}}{c_{v,ar}} \tau \right) \approx -\dot{\psi}_{prod} (\gamma + 1) \tau \end{aligned} \quad (3.102)$$

Portanto, a EDO da temperatura para a etapa de exaustão adimensional é conforme a equação a seguir:

$$M_{prod} \frac{d\tau}{d\theta} = \dot{\Theta}_w - \tilde{P} \frac{d\tau}{d\theta} (\gamma - 1) + \dot{\psi}_{prod} (\gamma + 1) \tau \quad (3.103)$$

d) EDO para a pressão do sistema:

Para o processo de combustão, a EDO da energia é apresentada e desenvolvida para calcular a pressão do sistema. Portanto, para adimensionalizar esta EDO o mesmo procedimento é adotado conforme segue:

$$\frac{\left(\frac{c_{v,ar} V}{R} \right) \frac{dp}{dt}}{\dot{Q}_{esc}} = \frac{\dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_w - \dot{W}_p - \frac{p \cdot c_{v,gm}}{R_{gm}} \frac{dV}{dt}}{\dot{Q}_{esc}} \quad (3.104)$$

Segue a equação algébrica para o lado esquerdo da EDO:

$$\left(\frac{c_{v,ar} V}{R} \right) \frac{dp}{d\tau} \left(\frac{t_{esc}}{m_{esc} \cdot c_{v,ar} \cdot T_{esc}} \right) \approx \left(\frac{V}{m_{esc} \cdot R \cdot T_{esc}} \right) \frac{dp}{d\theta} \quad (3.105)$$

Utilizando a pressão escala através da relação dos gases ideias, Equação (3.61), e substituindo na Equação (3.105), temos a seguinte expressão a seguir:

$$\left(\frac{V}{m_{esc} \cdot R \cdot T_{esc}} \right) \frac{dp}{d\theta} \approx \left(\frac{\boxed{V}}{\boxed{V_{esc}} \cdot \boxed{p_{esc}}} \right) \frac{d\boxed{p}}{d\theta} \approx \nu \frac{d\tilde{p}}{d\theta} \quad (3.106)$$

Para o lado direito da EDO o mesmo procedimento é adotado. Segue o processo de adimensionalização para o primeiro termo (\dot{Q}_{comb}):

$$\frac{\dot{Q}_{comb}}{\dot{Q}_{esc}} \approx \frac{m_{f,adm} (\bar{h}_p - \bar{h}_r)}{\Delta t_{comb} \cdot mol_f} \frac{t_{esc}}{m_{esc} \cdot c_{v,ar} \cdot T_{esc}} \approx \left(\frac{\boxed{m_{f,adm}}}{\boxed{m_{esc}} \cdot \boxed{c_{v,ar}}} \right) \left(\frac{\bar{h}_p - \bar{h}_r}{mol_f} \right) \left(\frac{t_{esc}}{\Delta t_{comb} \cdot T_{esc}} \right) \approx \left(\frac{\psi_f}{c_{v,ar}} \right) \frac{(h_{comb})}{T_{esc}} \left(\frac{\boxed{t_{esc}}}{\boxed{\Delta t_{comb}}} \right) \quad (3.107)$$

Também, a entalpia de combustão em base mássica é empregada - $h_{comb} [kJ \cdot kg^{-1}]$. Adicionalmente, definiu-se aqui a entalpia de combustão escala para o modelo, conforme a equação a seguir.

$$h_{comb,esc} = c_{v,ar} \cdot T_{esc} \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (3.108)$$

Portanto, o adimensional é definido conforme equação a seguir:

$$\tilde{h}_{comb} = \frac{h_{comb}}{h_{comb,esc}} \quad (3.109)$$

Substituindo as Equações (3.108) e (3.109) na Equação (3.107), temos o seguinte resultado:

$$\left(\frac{\psi_f}{c_{v,ar}} \right) \frac{(h_{comb})}{T_{esc}} \left(\frac{\boxed{t_{esc}}}{\boxed{\Delta t_{comb}}} \right) \approx \psi_f \left(\frac{\boxed{h_{comb}}}{\boxed{c_{v,ar}} \cdot \boxed{T_{esc}}} \right) \frac{1}{\theta_{comb}} \approx \frac{\psi_f \cdot \tilde{h}_{comb}}{\theta_{comb}} \quad (3.110)$$

Logo, a taxa de transferência de calor adimensional durante a combustão é:

$$\dot{\Theta}_{comb} = \frac{\psi_f \cdot \tilde{h}_{comb}}{\theta_{comb}} \quad (3.111)$$

Seguindo com o processo de adimensionalização do último termo da EDO:

$$-\frac{p \cdot c_{v,ar}}{R} \frac{dV}{d\boxed{t}} \left(\frac{\boxed{t_{esc}}}{m_{esc} \cdot c_{v,ar} \cdot T_{esc}} \right) \approx -\frac{p}{m_{esc} \cdot R \cdot T_{esc}} \frac{dV}{d\theta} \approx -\frac{\boxed{p}}{\boxed{p_{esc}} \cdot \boxed{V_{esc}}} \frac{d\boxed{V}}{d\theta} \approx -\tilde{p} \frac{d\nu}{d\theta} \quad (3.112)$$

Considerando que os outros termos da EDO já foram adimensionalizadas anteriormente, a EDO para esta etapa adimensional é:

$$\nu \frac{d\tilde{P}}{d\theta} = \dot{\Theta}_{comb} + \dot{\Theta}_w - \left[\tilde{P} \frac{d\nu}{d\theta} (\gamma - 1) - \tilde{P} \frac{d\nu}{d\theta} \right] \therefore \nu \frac{d\tilde{P}}{d\theta} = \dot{\Theta}_{comb} + \dot{\Theta}_w - \tilde{P} \gamma \frac{d\nu}{d\theta} \quad (3.113)$$

3.3.5 Adimensionalização das EDO's de segunda lei da termodinâmica

Abaixo segue as EDO da etapa de admissão da taxa de geração de entropia:

$$\frac{\dot{S}_{g,adm}}{\dot{S}_{esc}} = \Lambda_{adm} = \frac{t_{esc}}{s_{esc}} \left[\left(\frac{dS_{vc}}{dt} \right)_{adm} - \left(\frac{\dot{Q}_w}{T} \right) - \left(\dot{m}_{ar} s_{ar} + \dot{m}_{fuel,mix} s_{fuel,mix} \right)_{adm} \right] \geq 0 \quad (3.114)$$

Seguindo com o processo de adimensionalização, para a primeira parcela do lado direito da EDO tem-se:

$$\frac{\left[\frac{t_{esc}}{s_{esc}} \left(\frac{dS_{vc}}{dt} \right)_{adm} \right]}{\left[\frac{d\tilde{S}_{vc}}{d\theta} \right]_{adm}} = \Lambda_{vc,adm} \quad (3.115)$$

Para a parcela da taxa de transferência de calor através da fronteira:

$$-\frac{t_{esc}}{s_{esc}} \left(\frac{\dot{Q}_w}{T} \right) = -\frac{t_{esc}}{m_{esc} c_{v,ar}} \left[\frac{(h_{conv} + h_{rad}) A_{cil} (T - T_w)}{T} \right] \quad (3.116)$$

Adotando-se o mesmo procedimento realizado para a EDO de 1° lei para etapa da admissão, Equação (3.90) e (3.91), tem-se o seguinte resultado:

$$-\left[\frac{(\tilde{h}_{conv} + \tilde{h}_{rad}) \tilde{A} (T - T_w)}{T} \right] \approx -\left(\frac{T_{esc} \dot{\Theta}_w}{T} \right) \therefore \frac{\dot{\Theta}_w}{\tau} \quad (3.117)$$

Para a terceira parcela da EDO tem-se:

$$-\frac{t_{esc}}{s_{esc}} \left(\dot{m}_{ar} s_{ar} + \dot{m}_{fuel,mix} s_{fuel,mix} \right)_{adm} \approx -\frac{\left(\left[\dot{m}_{ar} s_{ar} \right] + \left[\dot{m}_{fuel,mix} s_{fuel,mix} \right] \right)_{adm}}{\left[\dot{m}_{esc} \cdot c_{v,ar} \right]} \approx \quad (3.118)$$

Aqui, define-se o adimensional para a entropia específica conforme abaixo:

$$\tilde{s}_i = \frac{s_i}{c_{v,ar}} \quad (3.119)$$

E, utilizando os adimensionais já definida na seção anterior, tem-se:

$$\approx -\left(\psi_{ar}\tilde{s}_{ar} + \psi_{fuel,mix}\tilde{s}_{fuel,mix}\right) \approx -\psi_{ar}\left(\tilde{s}_{ar} + \frac{\tilde{s}_{fuel,mix}}{AFR}\right) \quad (3.120)$$

Portanto, a EDO adimensional para a etapa de admissão ficou definida como:

$$\Lambda_{adm} = \Lambda_{vc} - \frac{\dot{Q}_w}{\tau} - \psi_{ar}\left(\tilde{s}_{ar} + \frac{\tilde{s}_{fuel,mix}}{AFR}\right) \geq 0 \quad (3.121)$$

Para a etapa da compressão e expansão o processo de adimensionalização é o mesmo, conforme a equação a seguir:

$$\frac{\dot{S}_{g,k}}{\dot{S}_{esc}} = \Lambda_k = \frac{1}{\dot{m}_{esc}c_{v,ar}}\left(\frac{dS_{vc}}{dt} - \frac{\dot{Q}_w}{T}\right) \geq 0 \quad (3.122)$$

Adotando o mesmo processo de adimensionalização anterior para ambos termos do lado direito da EDO acima, tem-se a seguintes EDO's adimensionais para a etapa da compressão e expansão:

$$\Lambda_k = \left(\Lambda_{vc} - \frac{\dot{Q}_w}{\tau}\right)_k \geq 0 \quad (3.123)$$

Para a etapa da exaustão dos gases o mesmo procedimento é adotado:

$$\frac{\dot{S}_{g,exh}}{\dot{S}_{esc}} = \Lambda_{exh} = \frac{1}{\dot{m}_{esc}c_{v,ar}}\left(\frac{dS_{vc}}{dt} - \frac{\dot{Q}_w}{T} + \dot{m}_{gm}\sum_{i=1}^n s_{p,i}\right) \geq 0 \quad (3.124)$$

E, seguindo os mesmos procedimentos anteriores, a EDO adimensional para esta etapa é definida conforme a equação a seguir:

$$\Lambda_{exh} = \Lambda_{vc} - \frac{\dot{Q}_w}{\tau} + \psi_{gm}\sum_{i=1}^n \tilde{s}_{p,i} \geq 0 \quad (3.125)$$

Para a EDO do processo de combustão é adotado o mesmo procedimento:

$$\frac{\dot{S}_{g,comb}}{\dot{S}_{esc}} = \Lambda_{comb} = \frac{1}{\dot{m}_{esc}c_{v,ar}}\left[\frac{dS_{vc}}{dt} - \left(\frac{\dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_w}{T}\right)\right] \geq 0 \quad (3.126)$$

Para o primeiro termo da EDO a adimensionalização é definida como segue:

$$\frac{1}{\dot{m}_{esc} c_{v,ar}} \frac{dS_{vc}}{dt} \approx \frac{\boxed{t_{esc}}}{m_{esc} c_{v,ar}} \frac{S_p - S_r}{\boxed{t_{comb}}} \approx \frac{\boxed{m_{gm}} \sum_{i=1}^n (\boxed{S_{p,i}} - \boxed{S_{r,i}})}{\boxed{m_{esc}} \cdot \boxed{c_{v,ar}} \cdot \theta_{comb}} \approx \frac{\psi_{gm} \sum_{i=1}^n (\tilde{s}_{p,i} - \tilde{s}_{r,i})}{\theta_{comb}} \quad (3.127)$$

Para o segundo termo da EDO, é empregado o mesmo processo de adimensionalização para taxa de transferência de calor pelas paredes do cilindro, conforme Equação (3.116) e (3.117) e, para a combustão é como segue:

$$\left(\frac{t_{esc}}{m_{esc} c_{v,ar}} \right) \frac{\dot{Q}_{comb}}{T} \approx \left(\frac{\boxed{t_{esc}}}{\boxed{m_{esc}} c_{v,ar}} \right) \frac{\boxed{m_{fuel,mix}} h_{comb}}{\boxed{\Delta t_{comb}} \cdot (T = T_{esc} \cdot \tau)} \approx \frac{\psi_{fuel,mix} \boxed{h_{comb}}}{\theta_{comb} \left(\boxed{T_{esc} c_{v,ar}} \right) \tau} \approx \frac{\dot{\Theta}_{comb}}{\tau} \quad (3.128)$$

Sendo assim, a EDO adimensional para o processo de combustão é definida conforme a equação a seguir:

$$\Lambda_{comb} = \frac{\psi_{gm} \sum_{i=1}^n (\tilde{s}_{p,i} - \tilde{s}_{r,i})}{\theta_{comb}} - \left(\frac{\dot{\Theta}_{comb} + \dot{\Theta}_w}{\tau} \right) \geq 0 \quad (3.129)$$

3.3.6 Adimensionalização das variáveis de saída do modelo

O mesmo procedimento é adotado para as principais variáveis de saída do modelo matemático: potência e torque efetivo e, o consumo de combustível. A potência adimensional é relacionada com taxa de transferência de calor adimensional e, utilizando a relação dos gases ideais adimensionais conforme Equação (3.61), tem-se a seguinte expressão matemática a seguir:

$$\dot{W}_{esc} \square \dot{Q}_{esc} \therefore \frac{p_{esc} V_{esc}}{t_{esc}} \square \frac{m_{esc} c_{v,ar} T_{esc}}{t_{esc}} \left[\frac{J}{s} \right] \quad (3.130)$$

Portanto, a potência escala é definida conforme a equação a seguir:

$$\dot{W}_{esc} = \frac{p_{esc} V_{esc}}{t_{esc}} \left[\frac{J}{s} \right] \quad (3.131)$$

Logo, a potência adimensional é definida conforme a equação a seguir:

$$\Xi_i = \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_{esc}} \quad (3.132)$$

Com isso, segue o procedimento de adimensionalização para a potência efetiva:

$$\frac{\dot{W}_{ef,p}}{\dot{W}_{esc}} = \frac{P_{m,ef} \cdot V_d}{\Delta t_{ec}} \left(\frac{\eta_v}{\dot{W}_{esc}} \right) \therefore \Xi_{ef,p} = \frac{P_{m,ef} \cdot V_d}{\Delta t_{ec}} \left(\frac{t_{esc} \cdot \eta_v}{p_{esc} \cdot V_{esc}} \right) \therefore \Xi_{ef,p} = \frac{\tilde{P}_{m,ef} \nu_d}{\theta_{ec}} \eta_v \quad (3.133)$$

Agora, o mesmo procedimento é adotado para determinar o torque escala e adimensional com base na potência escala:

$$T_{esc} \sim \dot{W}_{esc} \left(\frac{t_{esc}}{4\pi} \right) [N.m] \quad (3.134)$$

E, portanto, o torque adimensional é definido conforme a equação abaixo:

$$\tilde{T}_i = \frac{T_i}{T_{esc}} \therefore \tilde{T}_{ef} = \frac{T_{ef}}{T_{esc}} \quad (3.135)$$

Logo, a eficiência térmica do ciclo utilizando os adimensionais já definidos para a potência e calor de combustão é definido conforme equação a seguir:

$$\eta_{ef} = \frac{\Xi_{ef}}{\Theta_{comb}} \quad (3.136)$$

Com base nos adimensionais das Equações (3.73) e (3.78), o consumo de combustível adimensional por cilindro é definido conforme a equação a seguir:

$$\frac{CHC}{m_{esc} / AFR \cdot t_{esc}} = \frac{AFR \cdot t_{esc}}{m_{esc}} \left(\frac{m_{f,adm}}{\Delta t_{ec}} \right) \therefore \Psi_{fuel,s,p} = \frac{AFR \cdot \psi_{f,adm}}{\theta_{ec}} \quad (3.137)$$

E, portanto, o consumo de combustível adimensional total na base de horas é definido conforme a equação a seguir:

$$\Psi_{fuel,h} = \frac{AFR \cdot \psi_{f,adm}}{\theta_{ec}} (3600 \cdot N_{cil}) \quad (3.138)$$

A potência efetiva cedida à bomba de injeção de combustível é adimensionalizada conforme demonstra a equação a seguir:

$$\frac{\dot{W}_{ef_inj}}{\dot{W}_{esc}} = \left(\frac{t_{esc}}{m_{esc} \mathcal{K} \mathcal{I}_{esc}} \right) \frac{\dot{m}_{f,adm} \left(\frac{P_{inj}}{P_0} - \mathcal{I}_0 \right)}{\rho_{ar} = \frac{P_0}{\mathcal{K} \mathcal{I}_0}} \therefore \Xi_{ef_inj} = \psi_{f,adm} (\tilde{P}_{inj} - 1) \quad (3.139)$$

Portanto, a potência efetiva adimensional é definida conforme abaixo:

$$\Xi_{ef_pist} = \left(\Xi_{ef,p} - \Xi_{ef,inj} \right) \quad (3.140)$$

E, a potência efetiva adimensional total é então definida conforme abaixo:

$$\Xi_{ef} = \left(\Xi_{ef,p} - \Xi_{ef,inj} \right) N_{cil} \quad (3.141)$$

A seguir é também definida a exergia destruída adimensional total do ciclo motor, conforme demonstra a equação a seguir.

$$\tilde{E}_d = \frac{\dot{E}_d}{\dot{E}_{esc}} = \frac{\dot{E}_d}{T_{esc} \dot{S}_{esc}} = \frac{\mathcal{I}_0 \bar{S}_g}{\mathcal{I}_{esc} \dot{S}_{esc}} = \bar{\Lambda} \quad (3.142)$$

Conhecendo-se a exergia média destruída do sistema, a seguir é definida a eficiência de segunda lei da termodinâmica para o sistema em função das suas exergia adimensionais, conforme ilustra a equação a seguir.

$$\eta_{II} = \frac{\tilde{E}_{ef}}{\tilde{E}_{rev}} = \frac{\tilde{E}_{ef}}{\tilde{E}_{ind} + \bar{\Lambda}} \quad (3.143)$$

Sendo, \tilde{E}_{ef} a exergia efetiva adimensional; \tilde{E}_{ind} a exergia indicada adimensional; e \tilde{E}_{rev} a exergia reversível do sistema que é a soma da parcela indicada com a destruída. A seguir, tem-se as equações para a \tilde{E}_{ef} e \tilde{E}_{ind} , respectivamente:

$$\tilde{E}_{ef} \square \Xi_{ef} \quad (3.144)$$

$$\tilde{E}_{ind} \square \Xi_{ind} \quad (3.145)$$

3.4 ANÁLISE PARAMÉTRICA

A análise de parâmetros é essencial para entender como o sistema responde ao variar um parâmetro enquanto o restante é mantido constante. Conforme revisado na literatura, alguns parâmetros do motor são de grande impacto para o sistema. Portanto, o método a ser adotado é realizar algumas análises paramétricas para identificar as oportunidades de melhorias e otimização mais tarde, Rakopoulos; Giakoumis (2006).

Primeiro parâmetro a ser analisado é a razão de corte – r_c , conforme definido pela Equação (3.16), onde, o volume correspondente ao ângulo de combustão e ou ângulo de injeção de combustível no cilindro é divididos pelo volume morto. O motivo da escolha deste parâmetro é dele ter um impacto significativo no sistema de um motor à combustão interna de ICO, conforme Barik *et al.* (2017), Bora; Saha (2017) e Ryu (2013a, 2013b) estudaram e, mostraram em seus trabalhos. Porém, nesta dissertação uma abordagem diferente é adotada para o ângulo de injeção de combustível, utilizando o conceito da razão de corte de motores a diesel, que é um parâmetro adimensional e intrínseco desses motores, ao invés de utilizar diretamente o ângulo e ou tempo de injeção de combustível conforme disponível na literatura.

A segunda análise paramétrica é o parâmetro intrínseco do processo de combustão em motores, a razão de excesso de ar admitido – λ , e conforme revisado na literatura, quando combinada com as misturas de combustíveis, a variação deste parâmetro traz impactos significativos ao sistema e, é um dos principais responsáveis por determinar a quantidade de combustível a ser injetada em função da carga que o motor está sujeito e, das condições iniciais que determinam a vazão de ar admitido, (Luijten; Kerkhof (2011 e Tarabet *et al.* (2014 e Yoon; Lee (2011). Tanto por alguns autores como nesta dissertação, esse parâmetro é utilizado de forma inversa, e passa a ser denominado de razão de equivalência – ϕ , conforme mostra a seguinte equação:

$$\phi = \frac{1}{\lambda} \quad (3.146)$$

Adicionalmente, alguns parâmetros relacionados ao projeto de um motor à combustão interna de ICO são analisados com o intuito de identificar oportunidades de otimização termodinâmica. Os parâmetros considerados nesta dissertação são: o

adimensional da variação do diâmetro da válvula de admissão – ϑ e o coeficiente de descarga – C_d ; a variação de duas relações cinemáticas e dinâmicas de um motor, relação biela-manivela – S e, relação diâmetro-curso do pistão – B ; a metodologia para análise destes parâmetros geométricos são apresentados no item 3.5.2 a seguir.

3.5 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA

Para atingir o objetivo geral desta dissertação, a escolha do método de otimização mais adequado deverá ser aquela que seja possível, primeiramente, identificar as irreversibilidades de cada etapa do ciclo motor e do ciclo completo, ou seja, uma aplicação direta do princípio da segunda lei da termodinâmica; e, minimizar essas irreversibilidades, possibilitando a busca pela máxima eficiência global do sistema. Então, o método de otimização termodinâmica *EGM – Entropy Generation Minimization*, sendo sua tradução para a língua portuguesa – Minimização da Geração de Entropia, mostrou-se muito apropriado e promissor para alcançar o objetivo geral desta dissertação. Esse método de otimização busca minimizar as imperfeições termodinâmicas de um sistema real de tamanho e tempo finito. E, relaciona as suas características físicas e geométricas do sistema com os princípios das leis físicas da mecânica e termodinâmica clássica, Bejan (1996). Portanto, o método EGM é adotado nesta dissertação como o método de otimização numérica de um motor ICO alimentados por misturas de combustíveis. Portanto, o primeiro passo do método é definir as funções objetivo a serem otimizadas para cada parâmetro avaliado e, segundo, quais parâmetros serão avaliados que trazem impactos significativos ao sistema. Portanto, esses passos são definidos a seguir nos itens 3.5.1, 3.5.2 e 3.5.3.

3.5.1 Definição das Funções Objetivo

As funções objetivo escolhida é principalmente, a eficiência de segunda lei da termodinâmica definida pela Equação (3.143), onde esta equação tem a irreversibilidade do sistema em seu denominador e, quando minimizada, a eficiência termodinâmica máxima do sistema é conhecida. Também, é utilizada a eficiência efetiva do ciclo motor, conforme a Equação (3.136) e, essas serão comparadas com as eficiências ideais de Carnot e Diesel padrão-ar.

3.5.2 Otimização das variáveis geométricas e físicas do motor

Primeiramente, a busca pelos valores ótimos será pelos parâmetros geométricos do projeto de um motor, conforme abaixo:

- a) Diâmetro das válvulas de admissão e descarga: que está computada nas EDO's do balanço de massas do sistema, e a variável adimensional a ser analisada é definida conforme mostra a Equação (3.147), onde foi definida através do processo de adimensionalização da Equação (3.85);

$$g = \frac{V_{esc}}{t_{esc} \cdot A_v} \therefore A_v = \pi \frac{D_v^2}{4} \quad (3.147)$$

- b) Na mesma direção no item anterior, o coeficiente de descarga das válvulas – C_d é variado e seu ótimo é buscado;
- c) A relação cinemática biela-manivela – S , conforme definido pela Equação (3.81) é avaliada em busca de um valor ótimo;
- d) A relação cinemática diâmetro-curso do pistão – B , conforme definido pela Equação (3.63) é também avaliada para otimização do sistema;

3.5.3 Otimização das variáveis operacionais do motor

Em segundo, com base no item 3.4, as seguintes variáveis operacionais é alvo de otimização termodinâmica para determinar o máximo desempenho do motor:

- a) Razão de corte - r_c : conforme a Equação (3.16);
- b) Razão do excesso de ar – λ : conforme a Equação (3.79);

3.5.4 Otimização numérica do sistema com misturas de combustíveis

Por fim, para cumprir todos os objetivos da dissertação e, preencher mais uma lacuna na literatura, uma análise variando-se as porcentagens dos três combustíveis é realizada conforme a tabela da FIGURA 3.8 abaixo. Na busca pelo máximo desempenho do sistema, a melhor configuração paramétrica do motor e ou condições de operação com as concentrações dos combustíveis pode ser identificada.

FIGURA 3.8 – TABELA DE ANÁLISE DA COMPOSIÇÃO DE MISTURAS DE COMBUSTÍVEIS

Composição	Nomenclatura adotada
D100	100% Diesel
B15	15% Biodiesel + 85% Diesel
B50	50% Biodiesel + 50% Diesel
B100	100% Biodiesel
G100	100% Biogás
B50G50	50% Biodiesel + 50% Biogás

Fonte: O autor (2020).

3.6 MÉTODO NUMÉRICO

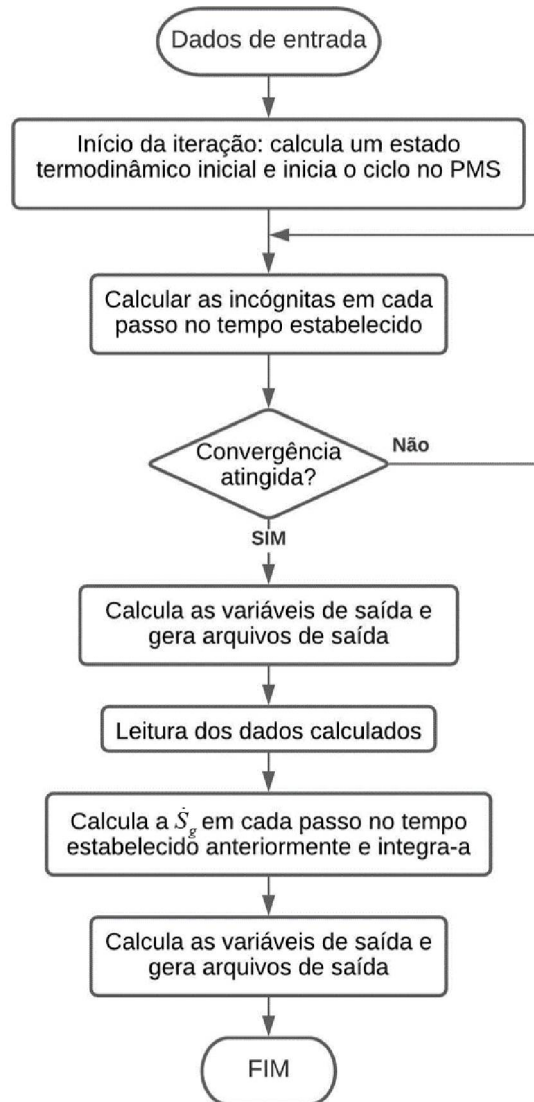
O código computacional é implementado na linguagem Fortran para resolver o problema formulado pelas equações adimensionais (3.86, 3.87, 3.88, 3.97, 3.99, 3.103 e 3.113), juntamente com equações algébricas complementares, com o objetivo de obter o diagrama pressão-volume de um motor ICO. O sistema é iterado no tempo a partir de um determinado conjunto de condições iniciais explicitamente, usando um método adaptativo de Runge-Kutta-Fehlberg de 4ª / 5ª ordem de tempo adaptativo, Kincaid (2000). O modelamento matemático proposto resulta num problema de valor limite (PVL), portanto, um estado termodinâmico inicial deve ser calculado para iniciar a simulação do ciclo termodinâmico do motor, sendo um processo especial que inicia e termina no mesmo estado termodinâmico (PMS da etapa da admissão). O novo estado termodinâmico calculado é comparado com o anterior e, caso não atenda um critério de tolerância, os valores iniciais anteriores são substituídos pelos recém-calculados no final da primeira iteração para iniciar a segunda, e assim por diante. O procedimento é repetido até que a convergência seja alcançada. A convergência para o estado termodinâmico é verificada através da equação a seguir:

$$\varepsilon_{ciclo} = \frac{|u_{j+1} - u_j|}{u_j} \leq tol \quad (3.148)$$

Sendo, *tol* - o limite de tolerância para convergência (nesta dissertação é adotada 0,001 ou 0,1%); *j* > 1 é o contador de iterações; *u_j* - representa todas as

incógnitas do sistema, onde essas são testadas de acordo com a tolerância até que a convergência seja alcançada.

FIGURA 3.9 – ALGORITMO COMPUTACIONAL



FONTE: O autor (2020).

Neste código numérico é implementado as modificações conforme apresentadas nos itens 3.1.1 e 3.1.2 e, o modelamento matemático da segunda lei da termodinâmica desenvolvida no item 3.1.3. Os valores conhecidos das incógnitas e variáveis do sistema tornam-se dados de entrada para resolver as EDO's e equações algébricas complementares desta segunda parte e, através de uma integração numérica no tempo é calculada a taxa de geração entropia média de um ciclo completo do motor e em sequência as variáveis de saída do modelo.

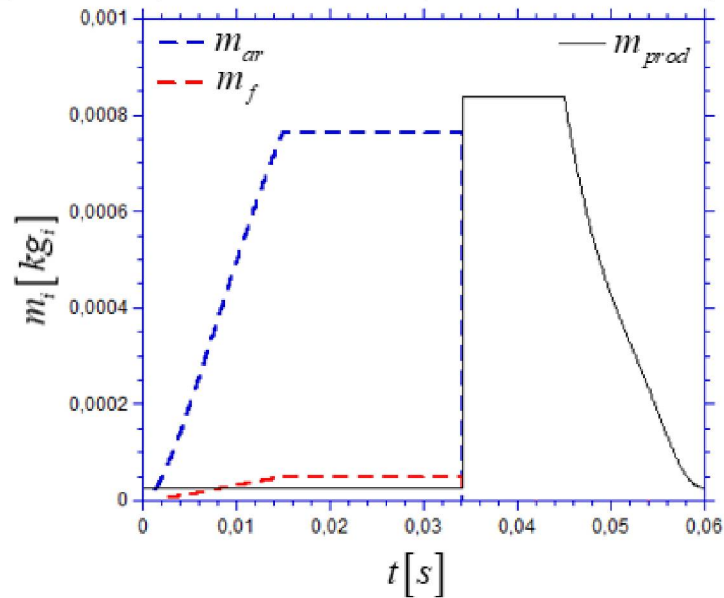
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 MODELO DIMENSIONAL APRIMORADO

Nas FIGURAS 4.1, 4.2 e 4.3 a seguir, são apresentadas as principais variáveis de saída do modelo numérico dimensional de um motor à combustão interna ICO, para uma certa configuração de motor ICO.

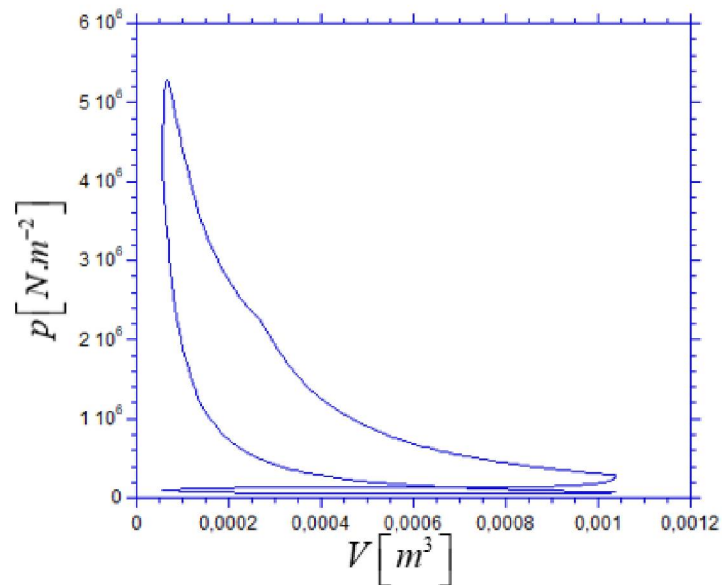
FIGURA 4.1 – COMPORTAMENTO TRANSIENTE DAS MASSAS DO SISTEMA

$N = 2000rpm$	$B50$	$\lambda = 1,2$	$\bar{P}_{mj} = 2000$
$\mathcal{G} = 0,106$	$S = 3,45$	$B = 0,85$	$CR = 17$
$C_d = 0,88$	$\Omega_{ar} = 0,952$	$\Upsilon = 413,7$	$\Gamma = -0,4$



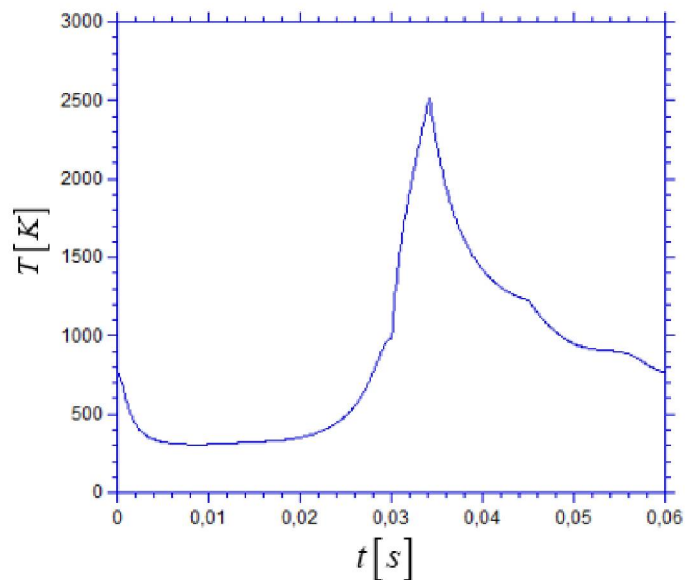
FONTE: O autor (2020).

Na parte superior da FIGURA 4.1 há uma tabela com as principais variáveis operacionais e restrições físicas válidas para estes resultados ilustrados nas FIGURAS 4.1 ao 4.6. As configurações completas do motor e dados de entrada de simulação estão disponíveis no APENDICE1.

FIGURA 4.2 – CURVA pV DIMENSIONAL DE UM MOTOR ICO

FONTE: O autor (2020).

FIGURA 4.3 – TEMPERATURA DIMENSIONAL



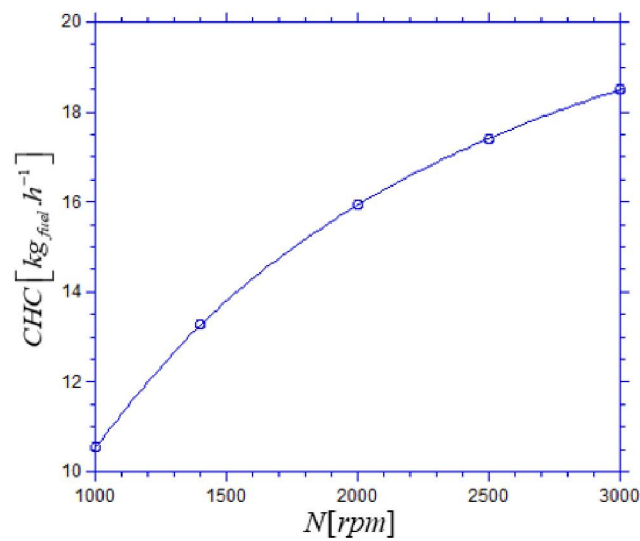
FONTE: O autor (2020).

Na FIGURA 4.1 são plotadas as três variáveis de massa do sistema, a massa de ar e combustível sendo admitido na etapa da admissão, na etapa da compressão as massas tornam-se constantes e, após o processo de combustão ambas as massas admitidas são transformadas em massa de gases dos produtos da combustão, sendo expelidas para fora do sistema na etapa da exaustão. A curva da FIGURA 4.2 ilustra muito bem o diagrama pV do sistema, sendo a área o trabalho indicado do sistema. Na FIGURA 4.3 é plotada o perfil de temperatura do cilindro durante um ciclo completo

e, este está de acordo com o esperado para um motor ICO (Rakopoulos; Giakoumis (2006)).

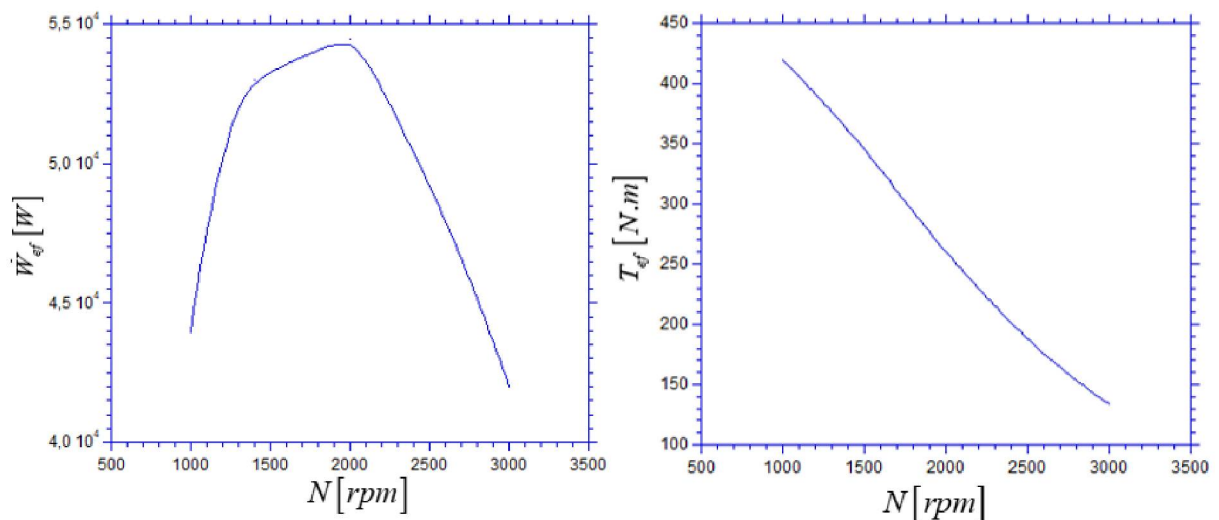
A seguir é apresentado as principais variáveis de saída do modelo numérico, conforme as definições no item 3.1.5. Na FIGURA 4.4 o consumo hora de combustível é apresentado; na FIGURA 4.5 tem-se a potência e torque efetivo do motor; e também, na FIGURA 4.6, a taxa de geração de entropia transiente e a taxa de entropia média de um ciclo em função da rotação do motor são plotadas.

FIGURA 4.4 – CONSUMO HORA DE COMBUSTÍVEL DIMENSIONAL



FONTE: O autor (2020).

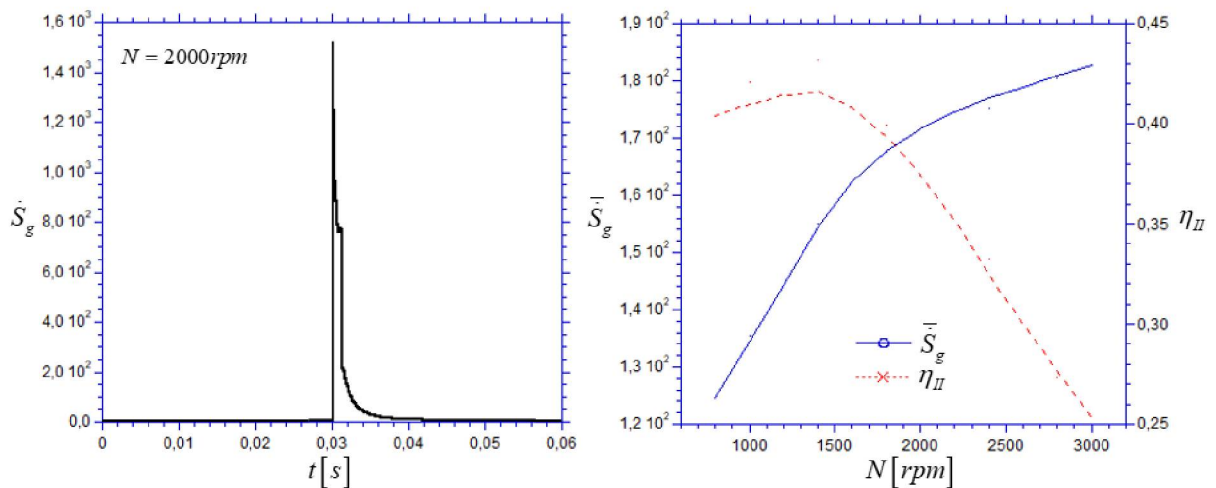
FIGURA 4.5 – POTÊNCIA E TORQUE EFETIVO DIMENSIONAL



FONTE: O autor (2020).

Conforme esperado, a curva de consumo de combustível é crescente com a rotação do motor, pois a vazão de combustível se manteve constante, mesmo se o tempo do ciclo motor diminua devido ao aumento da rotação do motor. A curva de potência e torque plotadas estão equivalentes com os catálogos e ensaios de motores ICO, onde um máximo de potência é encontrada em rotações médias e o torque é máximo em rotações baixas, uma vez que a razão de excesso de ar é mantida constante. Portanto, conclui-se que a modelagem matemática com as condições de contornos e hipóteses simplificadoras definidas neste código numérico, permitiram capturar os fenômenos físicos envolvidos corretamente reproduzindo através da simulação resultados satisfatórios com a realidade.

FIGURA 4.6 – TAXA DE GERAÇÃO DE ENTROPIA DIMENSIONAL



FONTE: O autor (2020).

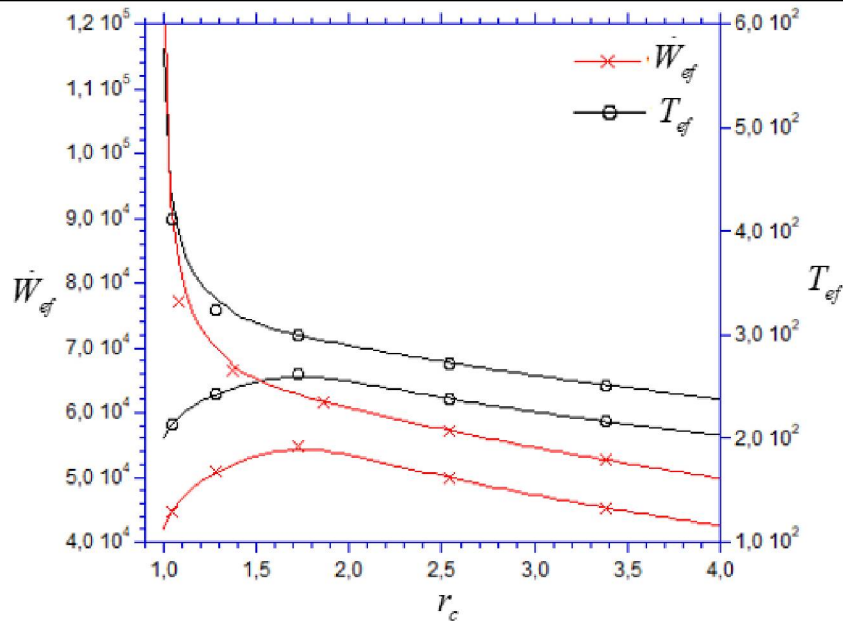
Na FIGURA 4.6 é ilustrado o perfil da taxa de geração de entropia para um ciclo motor ICO, e o perfil da curva está de acordo com o esperado, pois uma taxa de geração de entropia é concentrada durante a combustão e dissipada após ela. Na etapa da admissão de ar os valores da taxa de geração de entropia se aproximam das condições padrões que comparadas com o que é gerada na combustão, apresentam ordem elevadas comparativamente, isto se torna mais claro quando o modelo é adimensionalizado, conforme é demonstrada mais à frente na FIGURA 4.18.

4.1.1 Impacto dos aprimoramentos no modelo matemático

Na FIGURA 4.7 a seguir é ilustrado um comparativo dos resultados da potência e do torque efetivo em função da razão de corte, antes e depois da implementação da modelagem do sistema de bombeamento de combustível no código numérico. Conforme pode-se observar, anteriormente, quando os valores da razão de corte aproximavam-se da unidade, os valores de potência e torque apresentavam um comportamento fora da realidade e, portanto, não representando corretamente os fenômenos físicos envolvidos nestas condições.

FIGURA 4.7 – COMPARATIVO DAS CURVAS DE POTÊNCIA E TORQUE ANTES E APÓS A MODELAGEM DO SISTEMA DE BOMBEAMENTO DE COMBUSTÍVEL

$N = 2000rpm$	$D100$	$\lambda = 1,2$	$\tilde{P}_{inj} = 2000$
$\mathcal{G} = 0,106$	$S = 3,45$	$B = 0,85$	$CR = 17$
$C_d = 0,88$	$\Omega_{ar} = 0,952$	$\Upsilon = 413,7$	$\Gamma = -0,4$



FONTE: O autor (2020).

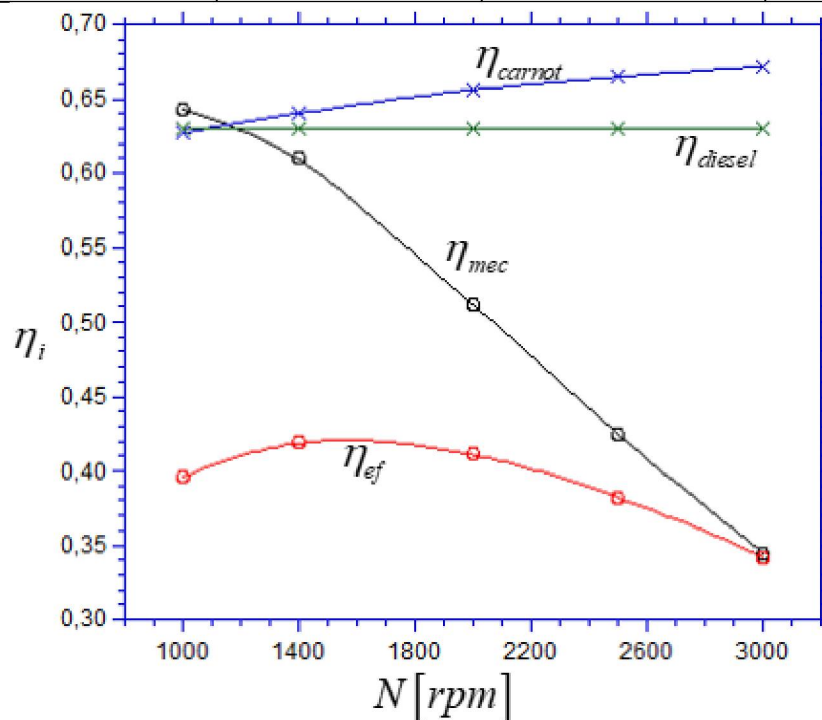
O motivo deste fenômeno ocorrer no modelo numérico existente, é devido a pressão média de combustão se elevar quando o volume para ocorrer a combustão tende ao volume morto, assim, resultando numa pressão média indicada na cabeça do pistão muito elevada e, conseqüentemente, refletindo nos resultados da potência e torque do motor. Porém, quando a pressão média dentro do cilindro sobe, o esforço que a bomba de combustível do sistema precisa realizar para manter a injeção de combustível é proporcionalmente igual. Portanto, ao adicionar no modelo numérico a modelagem do sistema de bombeamento conforme definido no item 3.1, onde a

potência de bombeamento é debitada do eixo motor sob demanda, conforme Equação (3.4), quando maior for a pressão no cilindro, maior será a potência necessária para injetar o combustível e, conseqüentemente, menor a potência de eixo disponível, e assim, o modelo passa a representar a realidade conforme as curvas mais inferiores plotadas na FIGURA 4.7. Ainda, um ponto de máximo para a potência e torque no eixo é indicado ao redor de uma $r_c = 1,7$, indicando um caminho para otimização deste parâmetro que será discutida no item 4.4.1.

Note que a pressão de injeção é constante nesta simulação, pois é o método adotado, mas o modelo matemático desenvolvido é capaz de variar a pressão de injeção proporcionalmente à pressão no cilindro, conforme a Equação (3.2), através do parâmetro – α_{comb} . Com este aprimoramento, os valores absolutos de potência e torque desviaram-se dos valores experimentais validados por Graciano *et al.* (2016), necessitando de um novo ajuste no modelo matemático, conforme é demonstrado no item 4.2 a seguir.

FIGURA 4.8 – COMPARATIVO DAS EFICIÊNCIAS EM FUNÇÃO DAS ROTAÇÕES

$r_c = 2$	$D100$	$\lambda = 1,2$	$\tilde{P}_{inj} = 2000$
$\vartheta = 0,106$	$S = 3,45$	$B = 0,85$	$CR = 17$
$C_d = 0,88$	$\Omega_{ar} = 0,952$	$\Upsilon = 413,7$	$\Gamma = -0,4$



FONTE: O autor (2020).

Na FIGURA 4.8, são ilustrados de forma comparativa todas as eficiências do sistema conforme definido no item 3.1.2. Sendo, a eficiência térmica ou efetiva relacionada a potência efetiva pela energia de combustão utilizada, conforme Equação (3.48); a eficiência mecânica do sistema que mostra a parcela efetiva da indicada, conforme a Equação (3.8); a eficiência reversível do sistema, ou seja, de Carnot e, a eficiência ideal de um motor de ciclo Diesel padrão-ar, conforme as Equações (3.9) e (3.10), respectivamente. Este comparativo entre as eficiências reais de um motor ICO com a de Carnot e Diesel padrão-ar, justifica o porquê um modelamento matemático como realizado nesta dissertação, é extremamente relevante para análise de pesquisa e projeto, pois, as eficiências ideais não representam bem os principais fenômenos físicos presentes neste tipo de equipamento além de desprezarem as irreversibilidades existentes.

4.2 AJUSTE E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DO MODELO MATEMÁTICO

Conforme definido no capítulo anterior, após a implementação das melhorias no código numérico, ajustes são necessários, portanto, segue na tabela da FIGURA 4.9 os valores dos coeficientes de ajustes definidos anteriormente por Graciano *et al.* (2016) e, os definidos pelo autor após as melhorias implementadas no modelo matemático.

FIGURA 4.9 – COEFICIENTES DE AJUSTE EMPÍRICO E GRADIENTE DE TEMPERATURA

Coeficiente	Graciano <i>et al.</i> (2016)	Autor (2020)
$K1$	1,45	1,25
$K2$	0,84	0,85
ΔT_{adm}	-	15°C

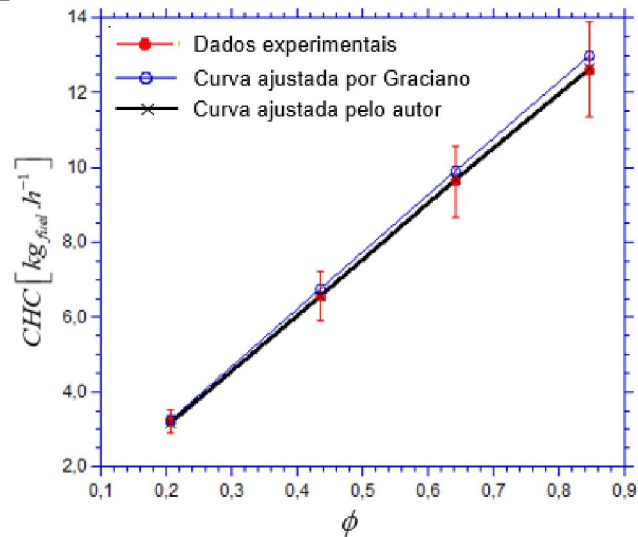
FONTE: O autor (2020).

Os valores dos coeficientes são definidos após vários *loops* de simulação com o objetivo de ajustar a curva do modelo mais próxima da curva real do motor ensaio em cela. Para $K1$, foi utilizado o toque de atrito experimentado por Pereira (2006) como referência de ajuste. Para $K2$, apenas um ajuste fino foi necessário, pois, devido a implementação do gradiente de temperatura durante a admissão, conforme definidos

no item 3.1.2 e, experimentados por Pereira (2006), apenas um ajuste fino para $K2$ foi realizado. Portanto, nas FIGURAS 4.10 e 4.11 a seguir, são plotados as curvas de consumo hora de combustível, potência e torque efetivo respectivamente, mostrando os valores que Pereira (2006) experimentou, sendo ela a curva objetiva; a curva ajustada por Graciano *et al.* (2016); a curva após implementação das melhorias sem os ajustes finos e, a curva após os ajustes conforme a FIGURA 4.9 acima.

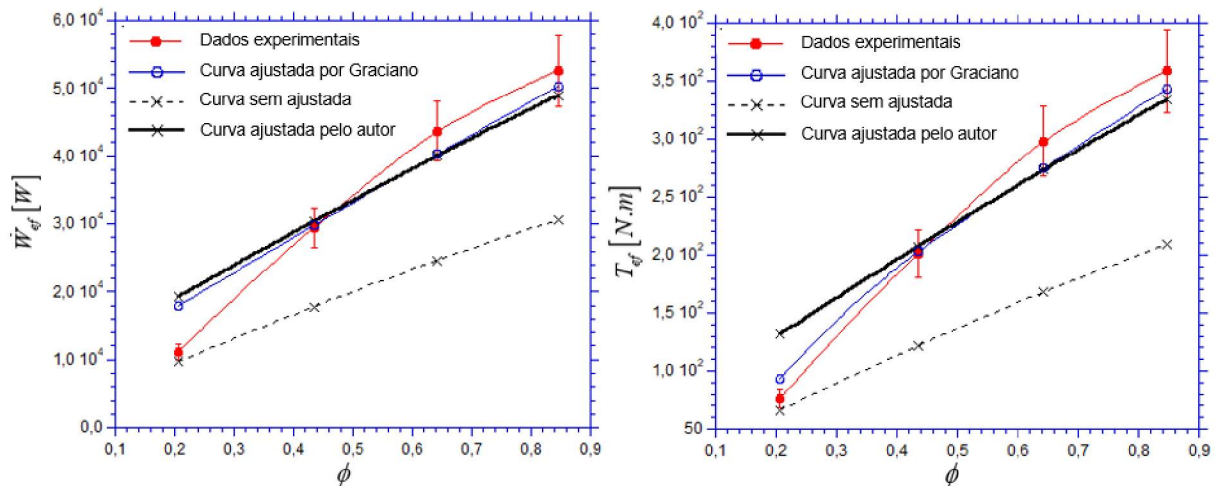
FIGURA 4.10 – COMPARAÇÃO DAS CURVAS CHC ANTES E APÓS OS AJUSTES

$N = 1400rpm$	$D100$	$r_c = 2$	$\tilde{P}_{inj} = 2000$
$\mathcal{G} = 0,106$	$S = 3,45$	$B = 0,85$	$CR = 17$
$C_d = 0,88$	$\Omega_{ar} = 0,952$	$\Upsilon = 413,7$	$\Gamma = -0,4$



FONTE: O autor (2020).

FIGURA 4.11 – COMPARAÇÃO DAS CURVAS DE POTÊNCIA E TORQUE ANTES E APÓS OS AJUSTES



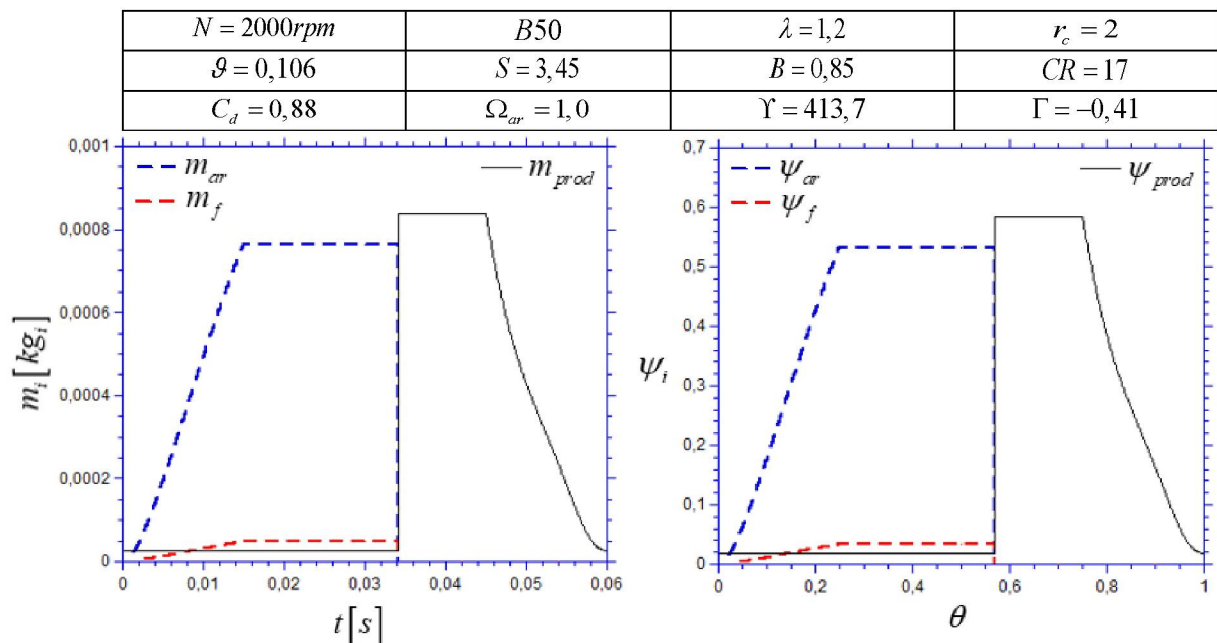
FONTE: O autor (2020).

A curva ajustada para o consumo hora de combustível está totalmente dentro do erro absoluto de 10% e, portanto, muito bem validada. As curvas de potência e torque efetivo do modelo se desviam para os valores de $\phi < 0,4$ e, igualmente defendido por Graciano *et al.* (2016), essa simulação será válida somente para valores de $\phi > 0,4$ que, é o mesmo de $\lambda < 2,5$. A maior parte do funcionamento de um motor e de interesse de estudo, são valores entre $(1 < \lambda < 2)$, onde o modelo tem boa proximidade com os valores experimentais, portanto, nesta faixa de maior interesse o modelo foi considerado validado experimentalmente.

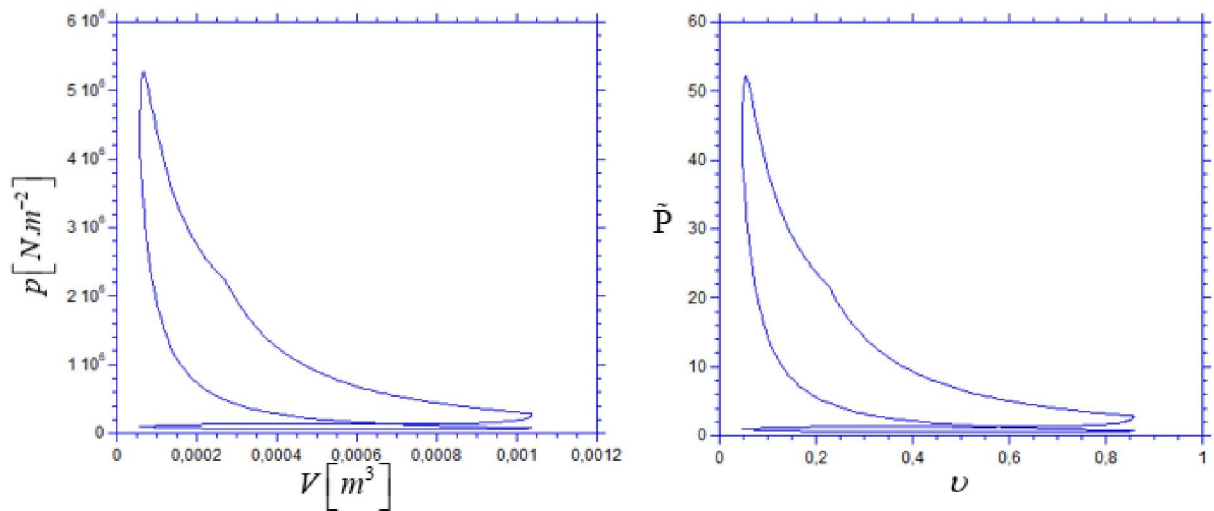
4.3 MODELO ADIMENSIONAL

A seguir são apresentadas as principais variáveis de saída do modelo numérico de um motor à combustão interna ICO após sua adimensionalização, conforme demonstrado no item 3.1.3. Portanto, nas FIGURAS 4.12, 4.13 e 4.14, são ilustrados os resultados das cinco incógnitas do sistema antes e após o modelo ser adimensionalizado.

FIGURA 4.12 – COMPORTAMENTO DAS MASSAS DO SISTEMA DIMENSIONAL E ADIMENSIONAL

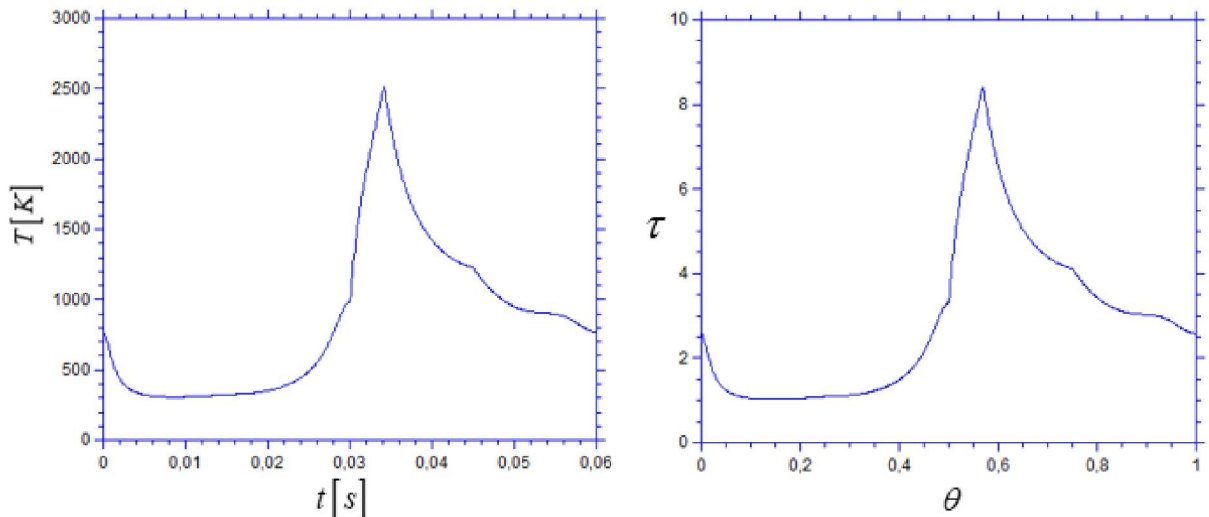


FONTE: O autor (2020).

FIGURA 4.13 – CURVAS pV DIMENSIONAL E ADIMENSIONAL

FONTE: O autor (2020).

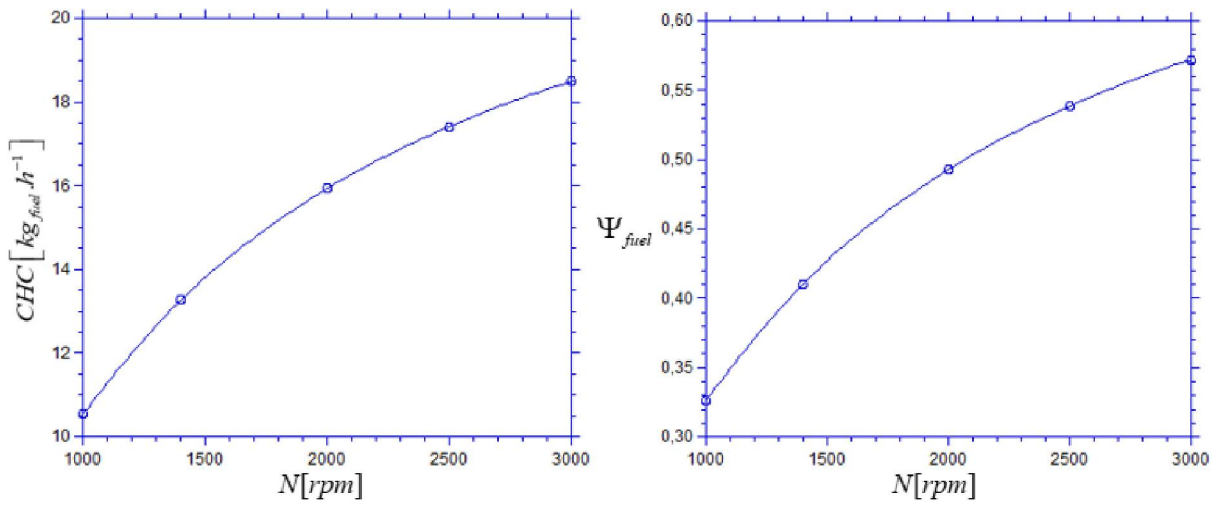
FIGURA 4.14 – TEMPERATURA DIMENSIONAL E ADIMENSIONAL



FONTE: O autor (2020).

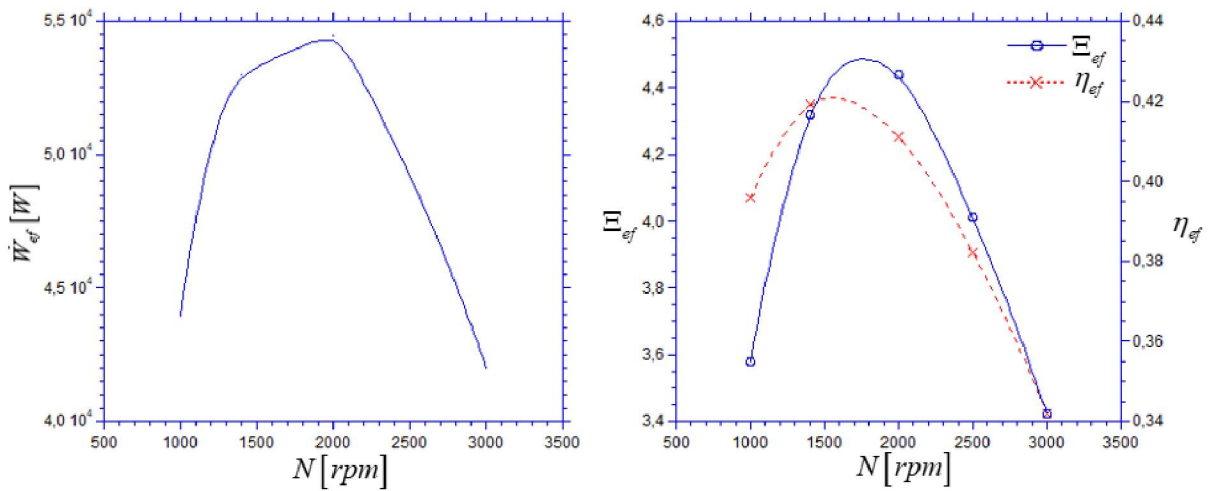
A seguir é apresentado as variáveis de saída do modelo numérico antes e após a adimensionalização, conforme item 3.1.4. Na FIGURA 4.15 o consumo por hora de combustível é apresentado; na FIGURA 4.16 tem-se a potência efetiva do motor e a eficiência efetiva do sistema; e, na FIGURA 4.17, o torque efetivo do motor e a eficiência mecânica do sistema.

FIGURA 4.15 – CONSUMOS HORA DE COMBUSTÍVEL DIMENSIONAL E ADIMENSIONAL



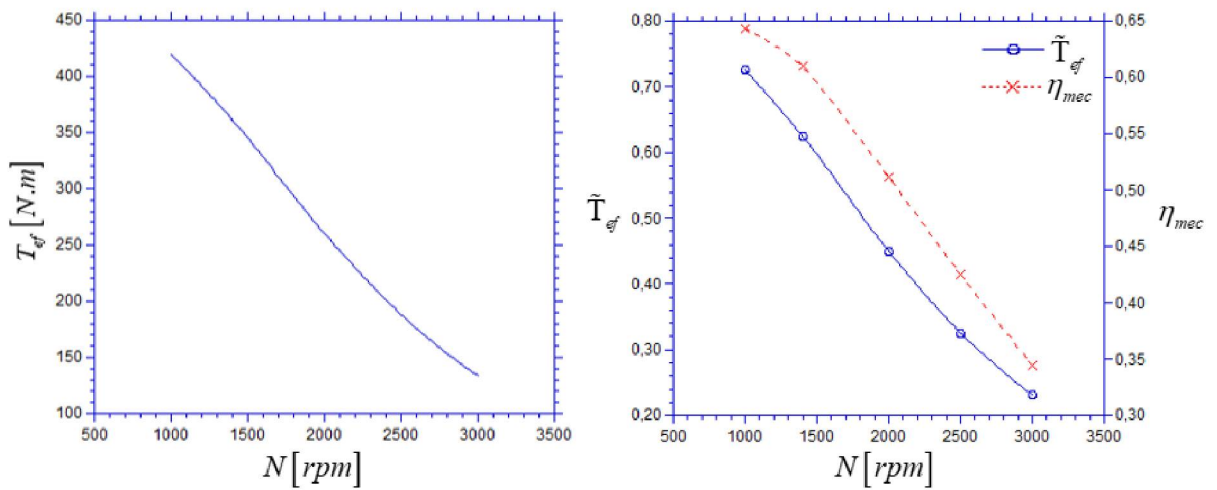
FONTE: O autor (2020).

FIGURA 4.16 – POTÊNCIAS EFETIVAS DOS SISTEMAS DIMENSIONAL E ADIMENSIONAL



FONTE: O autor (2020).

FIGURA 4.17 – TORQUE EFETIVO DO SISTEMA DIMENSIONAL E ADIMENSIONAL



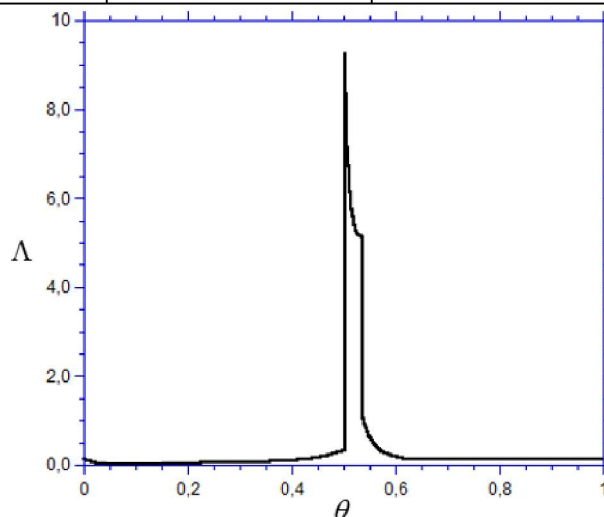
FONTE: O autor (2020).

Observa-se que a eficiência térmica ou efetiva do sistema conforme ilustrada na FIGURA 4.16, tem um comportamento similar ao da potência efetiva, e esse fenômeno é o mesmo observado nos experimentos de Pereira (2006). Pois, mantendo-se constantes a razão de excesso de ar e todas as variáveis que modelam a vazão de ar admitido para dentro do cilindro, conforme realizado nesta simulação e, apresentada na FIGURA 4.12, a definição da eficiência térmica nos mostra que quanto maior a potência efetiva, maior a eficiência térmica do sistema, conforme Equação (3.136). Porém, observa-se uma distorção entre o máximo entre as duas curvas da FIGURA 4.16 e, isso se deve ao fato de a quantidade de combustível injetada aumentar com a rotação do motor, conforme ilustrado na FIGURA 4.15. Também, na FIGURA 4.17 é ilustrado a eficiência mecânica do sistema, onde este, acompanha muito bem o torque efetivo do motor, pois essa eficiência está relacionada com as perdas por atrito das partes mecânicas do motor, conforme definido pela Equação (3.11) e (3.13), e através da correlação empírica de Heywood (1998), a perda é diretamente proporcional a rotação do motor e, portanto, quanto maior a rotação do motor, maiores são as perdas devido aos atritos mecânicos e, conseqüentemente, menor a eficiência mecânica do sistema conforme observado.

Na FIGURA 4.18 é ilustrado a taxa de geração de entropia adimensional para um ciclo completo de um motor ICO, conforme desenvolvido no item 3.3 sob as condições apresentadas na tabela.

FIGURA 4.18 – TAXA DE GERAÇÃO DE ENTROPIA ADIMENSIONAL DE UM CICLO MOTOR ICO

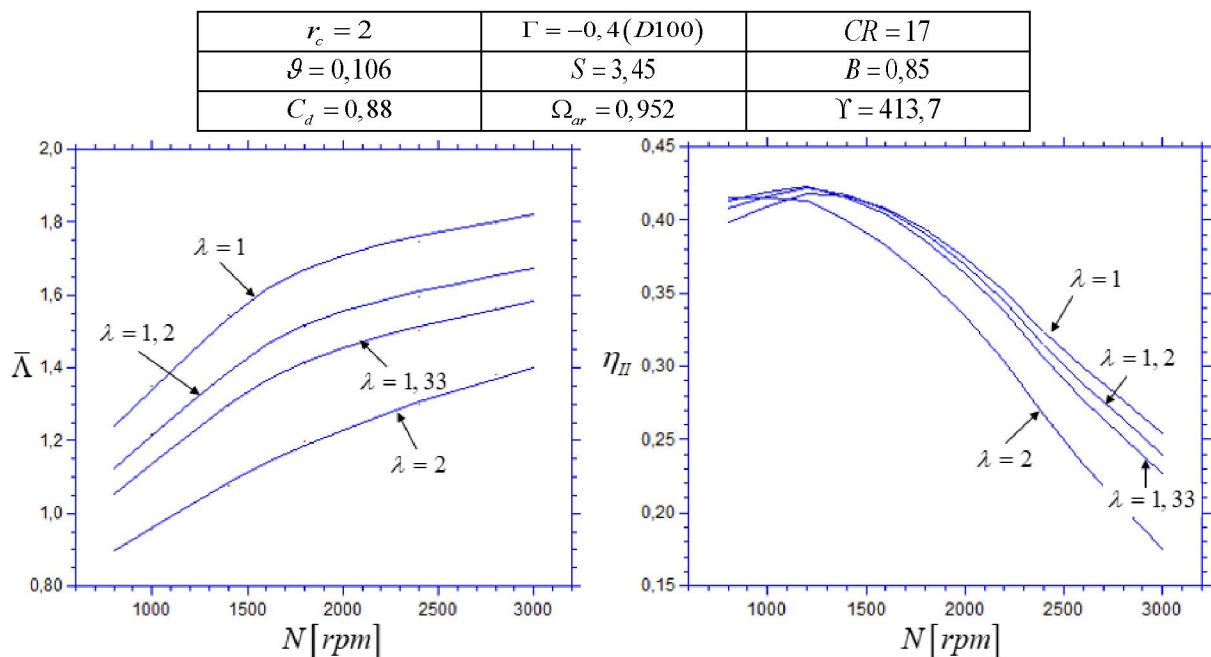
$N = 2000rpm$	$B50G50$	$\lambda = 1,2$	$\tilde{P}_{inj} = 2000$
$\mathcal{G} = 0,106$	$S = 3,45$	$B = 0,85$	$CR = 17$
$C_d = 0,88$	$\Omega_{ar} = 0,952$	$\Upsilon = 413,7$	$\Gamma = -0,41$



FONTE: O autor (2020).

Assim como disponível na literatura, o perfil da taxa de geração de entropia tem similaridade com este simulado e apresentado na FIGURA 4.18, onde um pico de entropia é gerado no intervalo em que a combustão ocorre em quase sua totalidade, sendo este intervalo determinada pelo ângulo de combustão – $\Delta\varphi$. No entanto, o interesse principal é conhecer a irreversibilidade do sistema durante um ciclo completo e, então, a área abaixo da curva da FIGURA 4.18, nos indicará um valor médio, que através da Equação (3.142), a taxa de entropia média total do ciclo é calculada e, repetindo esta simulação para um certo domínio de rotações de um motor, é possível conhecer o comportamento da irreversibilidade durante todo o intervalo de rotações do motor, conforme é ilustrado na FIGURA 4.19.

FIGURA 4.19 – TAXA DE GERAÇÃO DE ENTROPIA ADIMENSIONAL PELA ROTAÇÃO MOTOR



FONTE: O autor (2020).

Também, na FIGURA 4.19 é plotado a eficiência da segunda lei da termodinâmica, onde, várias curvas são plotadas variando-se a razão do excesso de ar, com isso, tem-se uma visão mais geral do comportamento físico do estado termodinâmico do sistema. E, analisando esses resultados, conclui-se que a taxa de geração de entropia de um motor tem relação direta com a rotação, pois, quando maior a rotação, mais entropia é gerada. Em contraste, seguindo o esperado, a eficiência termodinâmica é maior em rotações mais baixas, contudo, nesta simulação, utilizando

as condições conforme a tabela acima das curvas, é possível identificar alguns pontos ótimos de utilização do motor ICO, conforme a razão do excesso de ar é variada.

4.4 ANÁLISE PARAMÉTRICA E OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA

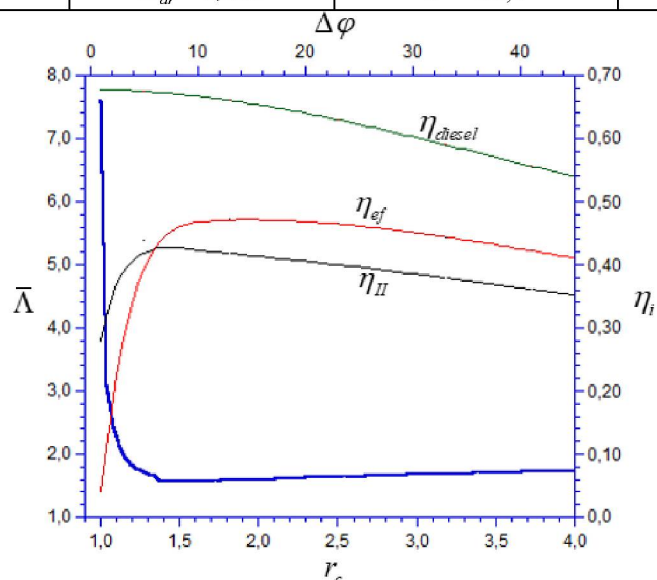
Conforme definido no item 3.4, análises paramétricas do sistema devem ser realizadas com o intuito de identificar oportunidades de otimização termodinâmica. E, os parâmetros operacionais de motor ICO: razão de corte e razão de excesso de ar, demonstraram muito promissores após a revisão da literatura e simulações prévias variando esses parâmetros. Além desses, outros parâmetros relacionados ao projeto de motor são alvos de otimização, conforme listados no item 3.5.

4.4.1 Otimização das variáveis operacionais

Conforme discutido no item 3.4, a razão de corte de um motor a combustão interna ICO traz oportunidades de otimização termodinâmica para serem exploradas. Então, a seguir é ilustrado na FIGURA 4.20 a curva da irreversibilidade do sistema em função da variação da razão de corte, juntamente com as curvas das eficiências termodinâmicas do sistema.

FIGURA 4.20 – CURVA DE IRREVERSIBILIDADE EM FUNÇÃO DA RAZÃO DE CORTE

$N = 2500rpm$	$B50G50$	$\lambda = 1,2$	$\bar{P}_{mij} = 2000$
$g = 0,106$	$S = 3,45$	$B = 0,85$	$CR = 17$
$C_d = 0,88$	$\Omega_{ar} = 0,952$	$\Upsilon = 413,7$	$\Gamma = -0,4$

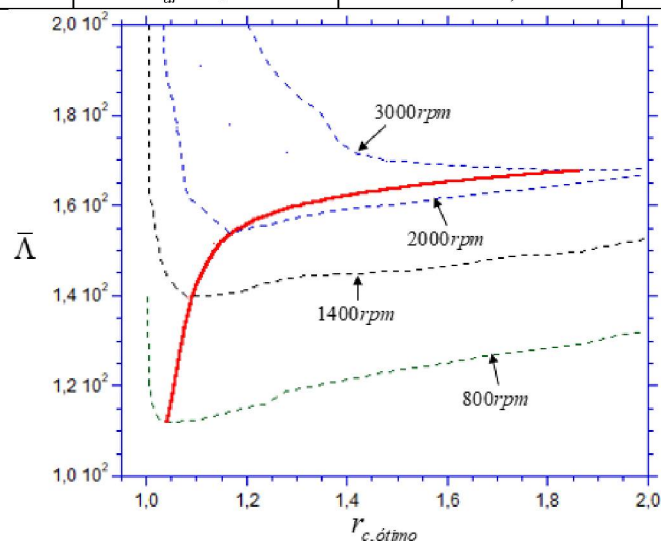


FONTE: O autor (2020).

Conforme a Equação (3.82), a razão de corte é definida através do volume deslocado do cilindro correspondente ao ângulo de combustão – $\Delta\varphi$, portanto, no eixo das abscissas plotada, tem-se este parâmetro correlacionado com a razão de corte para comparação. A curva da $(\bar{\Lambda})$ é plotada e, um valor mínimo para a $r_c = 1,4$ é apontado e, oposto a isso, um máximo é encontrado para a eficiência termodinâmica do sistema, caracterizando uma otimização termodinâmica para esta simulação, conforme as condições apresentadas na tabela acima das curvas. Também, é ilustrado na FIGURA 4.20 o impacto de r_c na eficiência efetiva do sistema e, este também, apresenta um ponto ótimo de operação, porém, com valores de r_c um pouco maiores do que da eficiência termodinâmica. E, por último, é plotado a curva da η_{diesel} para comparação, uma vez que, ela tem relação direta com a r_c , porém, a curva não é capaz de apontar um ponto ótimo para r_c , apenas indicação de maior eficiência unilateral, ou seja, quando $r_c \square 1$. Para cada rotação do motor há uma curva semelhante a esta ilustrada na FIGURA 4.20, onde, um ponto ótimo para a r_c é esperado e, com isso, é possível conhecer o ponto de operação ótima do sistema para uma faixa de rotação de um motor. Portanto, na FIGURA 4.21, uma curva de pontos ótimos da razão de corte de um motor ICO para as condições estabelecidas na tabela, é apresentada.

FIGURA 4.21 – CURVA ÓTIMA DA RAZÃO DE CORTE

<i>B50G50</i>		$\lambda = 1,2$	$\tilde{P}_{inj} = 2000$
$g = 0,106$	$S = 3,45$	$B = 0,85$	$CR = 17$
$C_d = 0,88$	$\Omega_{ar} = 0,952$	$\Upsilon = 413,7$	$\Gamma = -0,4$

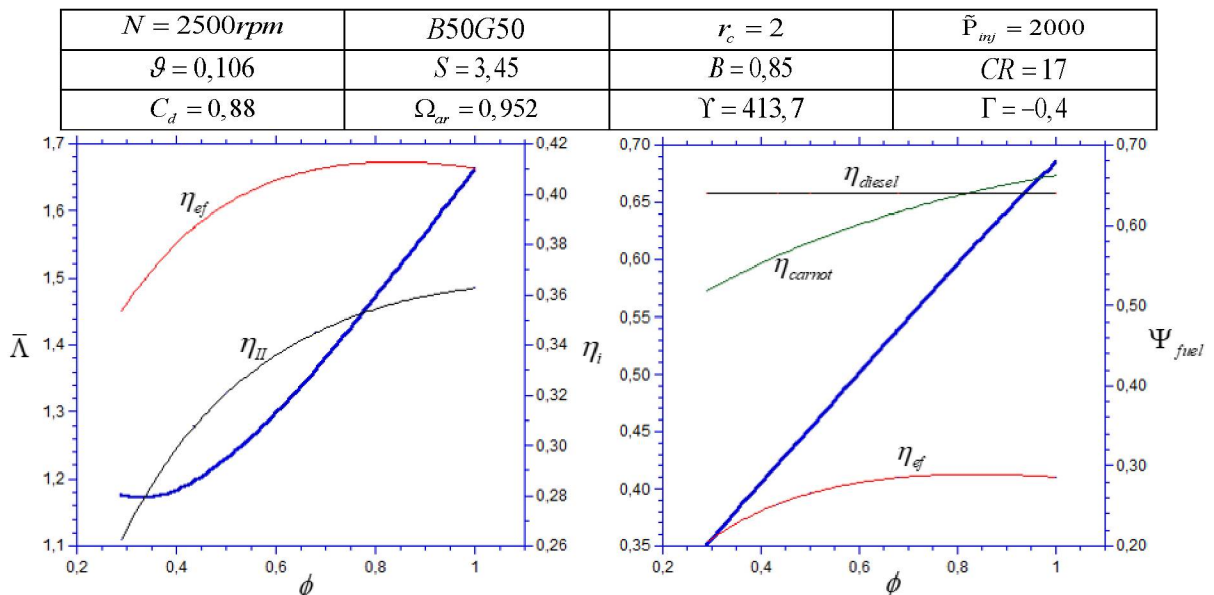


FONTE: O autor (2020).

Com várias simulações variando r_c , para uma faixa de operação do motor entre $800 \leq N \leq 3000$, é realizada e, conforme ilustrado na FIGURA 4.21, uma curva ótima para r_c é encontrada para o motor. A curva traz um conhecimento mais profundo do comportamento físico da razão de corte na resposta do sistema, sendo ainda, uma otimização termodinâmica de faixa de operação normalizada. Na literatura, a variação da razão de corte é amplamente estudado, porém com outras abordagens, conforme revisado no capítulo 2 e, sempre é apresentado e apontado valores ótimos de ângulo ou tempo de combustão e injeção único para toda a faixa de operação do motor, Barik et al. (2017 e Bora; Saha (2016 e Ryu (2013a, 2013b). Porém, com a modelagem matemática e hipóteses simplificadoras deste modelo matemático, é possível conhecer a curva ótima da razão de corte para a faixa de operação qualquer de um motor ICO. Sendo que isto é uma informação não disponível na literatura.

Similarmente, uma análise paramétrica com objetivo de otimização termodinâmica para a razão de equivalência ou razão de excesso de ar, foi realizada e, na FIGURA 4.22 são ilustrados os resultados.

FIGURA 4.22 – CURVA DE IRREVERSIBILIDADE EM FUNÇÃO DA RAZÃO DE EQUIVALÊNCIA



FONTE: O autor (2020).

A esquerda da FIGURA 4.22, tem-se a curva da taxa de entropia gerada média adimensional e as curvas de eficiência termodinâmica plotadas. A irreversibilidade do sistema aumenta quando ϕ aumenta, pois, o seu aumento significa ao sistema mais massa de combustível injetada e, conseqüentemente, maior

taxa de geração de entropia devido a combustão conter maior quantidade de reagentes por volume deslocado, isto é confirmado pela curva do consumo de combustível adimensional à direta.

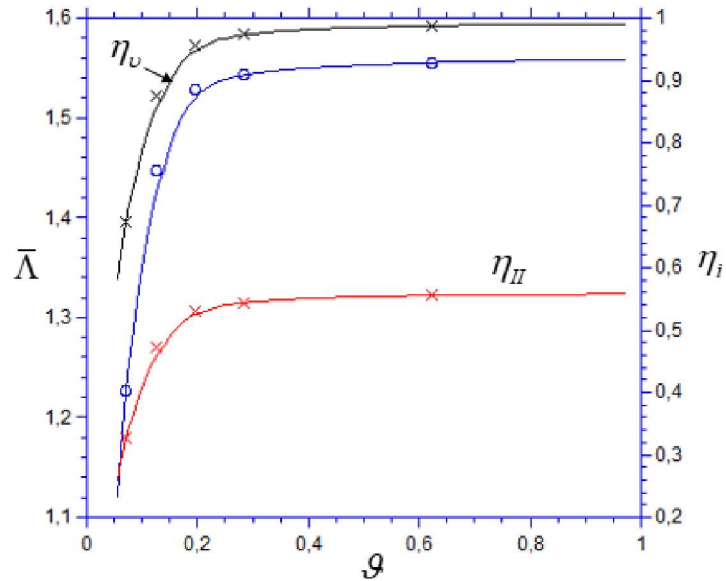
Contudo, há uma faixa de eficiência efetiva ótima entre $0,8 < \phi < 0,9$ apontado, que corresponde a uma carga no motor ao redor de 85% e, este resultado de máxima eficiência térmica é também encontrada e observada por Yoon; Lee (2011) em sua publicação. Para a eficiência termodinâmica de segunda lei, a mesma tendência é encontrada com a curva da taxa de geração de entropia, o que é explicado pelo crescente aumento de entropia no sistema. Nas curvas a esquerda, também é plotada as curvas de eficiência térmica ideais para referência, sendo a eficiência térmica de Carnot a reversível do sistema quando ϕ varia. A curva de eficiência do ciclo Diesel padrão-ar não sente os efeitos da variação de ϕ e, mais uma vez, a necessidade de um modelamento completo, como este desenvolvido neste trabalho, é essencial para entendimento físico do sistema de um motor ICO. Vale lembrar, que para valores de $\phi < 0,4$, este modelo numérico se desvia dos valores experimentais e, portanto, deve ser desconsiderado.

4.4.2 Otimização das variáveis geométricas

Alguns parâmetros geométricos de um motor ICO são avaliados com intuito de otimização termodinâmica. Conforme definido no item 3.5, o diâmetro da válvula de admissão e seu coeficiente de descarga são apresentados nas FIGURAS 4.23 e 4.24.

FIGURA 4.23 – CURVA DE IRREVERSIBILIDADE EM FUNÇÃO DO ADIMENSIONAL DA VÁLVULA DE ADMISSÃO

$N = 2000rpm$	$B50G50$	$\lambda = 1,2$	$\tilde{P}_{inj} = 2000$
$r_c = 2$	$S = 3,45$	$B = 0,85$	$CR = 17$
$C_d = 0,88$	$\Omega_{ar} = 0,952$	$\Upsilon = 413,7$	$\Gamma = -0,4$

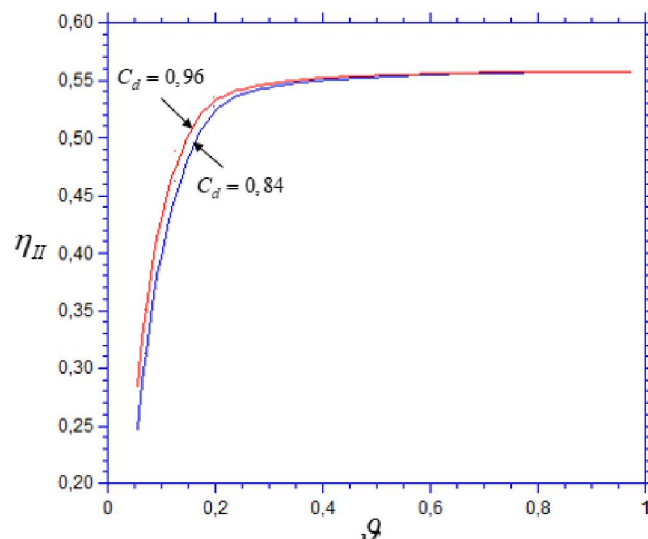


FONTE: O autor (2020).

Também, é apresentado na FIGURA 4.25 e 4.26 os impactos das relações cinemáticas e dinâmicas de um motor ICO, a relação biela-manivela e a diâmetro-curso do pistão. Por último, é ilustrado na FIGURA 4.27 o impacto da variação do raio de manivela do motor na resposta termodinâmica do sistema.

Quando o diâmetro da válvula tende ao raio do diâmetro do pistão, onde este seria o máximo possível, o adimensional (ϱ) tende a 1. Portanto, com base nos resultados ilustrados na FIGURA 4.23, o ponto ótimo do diâmetro da válvula deve ser acima de 0,25, ou seja, acima de 25% do raio do pistão. Com isso, a otimização termodinâmica adimensional deste parâmetro é definida. Comportamento muito similar é encontrado para o coeficiente de válvulas – C_d na FIGURA 4.24.

FIGURA 4.24 – CURVA DE EFICIÊNCIA PARA O COEFICIENTE DE DESCARGA



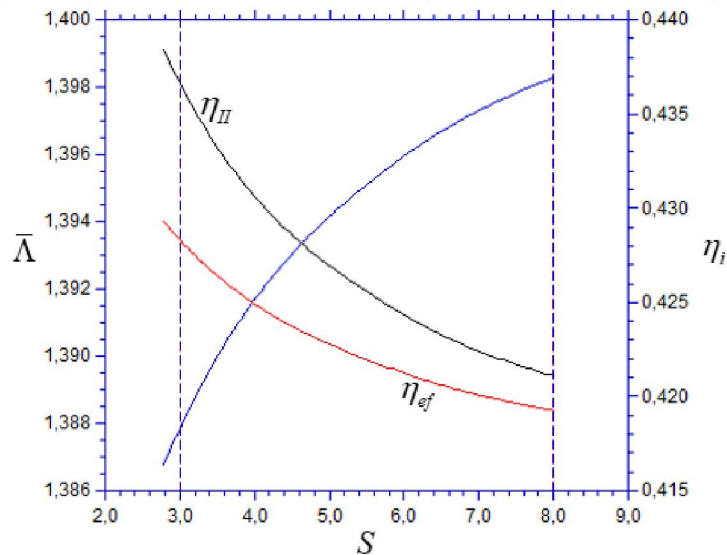
FONTE: O autor (2020).

Porém, para o coeficiente de válvula, não há grandes diferenças a partir de 25% do raio do pistão, mas quando abaixo deste ponto, o coeficiente de válvula passa a ter uma contribuição importante, principalmente, por compensar uma parte desta ineficiência que o sistema terá com um $\vartheta < 0,25$.

A seguir são ilustrados o comportamento termodinâmico da variação de duas relações mecânicas e geométricas mais importantes de um motor ICO, a relação biela-manivela – S e, a relação diâmetro-curso do pistão – B .

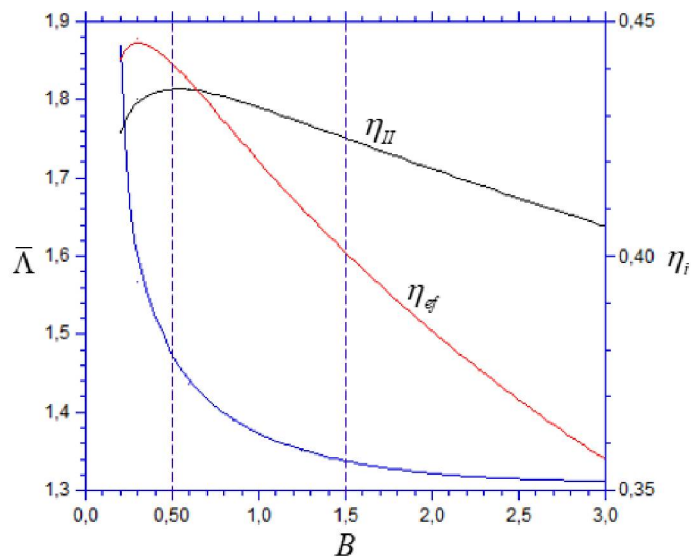
FIGURA 4.25 – CURVA DE IRREVERSIBILIDADE DA RELAÇÃO BIELA-MANIVELA

$N = 2000rpm$	$B50G50$	$\lambda = 1,2$	$\dot{P}_{inj} = 2000$
$\vartheta = 0,106$	$r_c = 2$	$B = 0,85$	$CR = 17$
$C_d = 0,88$	$\Omega_{ar} = 0,952$	$\Upsilon = 413,7$	$\Gamma = -0,4$



FONTE: O autor (2020).

FIGURA 4.26 – CURVA DE IRREVERSIBILIDADE DA RELAÇÃO DIÂMETRO-CURSO DO PISTÃO

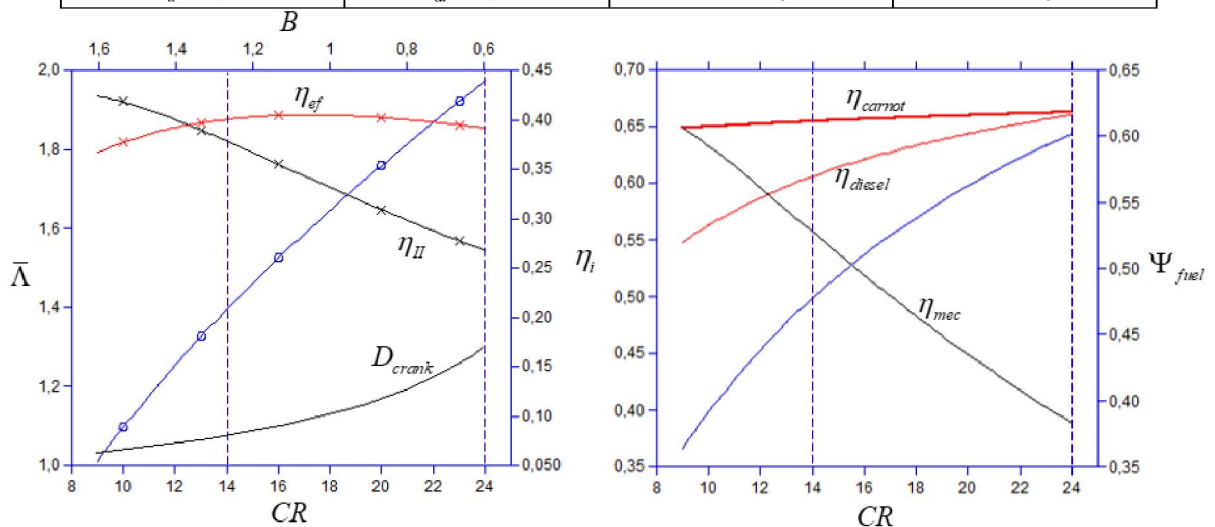


FONTE: O autor (2020).

Para a relação biela-manivela, a exergia destruída durante um ciclo motor é ilustrado acompanhada com as eficiências termodinâmicas e, conforme, revisado na literatura, há uma faixa em que os motores são preferencialmente projetados. Portanto, na FIGURA 4.25, tem-se o limite superior e inferior recomendada segundo Norton (2010). Analisando o impacto desta relação geométrica na irreversibilidade do sistema e, nas eficiências termodinâmicas, é possível concluir que seu impacto é na ordem de ~1% e, com isso, essa relação torna-se pouco relevante para as otimizações termodinâmicas. Por outro lado, diferentemente, para a relação diâmetro-curso do pistão, apresenta um impacto mais significativo à irreversibilidade do sistema, bem como, nas eficiências termodinâmicas, sendo assim, concluiu-se que é um parâmetro interessante para a otimização termodinâmica de um motor à combustão interna de ICO. Também, similarmente, na FIGURA 4.26 são ilustrados os limites físicos funcionais de B segundo Norton (2010). Logo, para a relação B um ponto ótimo termodinâmico é apontado e, está situado ao redor dos valores de $B \approx 0,5$, sendo um valor limite inferior segundo a recomendação de projeto de motores.

FIGURA 4.27 – CURVA DA IRREVERSIBILIDADE E EFICIÊNCIA DA TAXA DE COMPRESSÃO

$N = 2000rpm$	$B50G50$	$\lambda = 1,2$	$\bar{P}_{mj} = 2000$
$g = 0,106$	$S = 3,45$	$r_c = 2$	$P_d = 0,102mm$
$C_d = 0,88$	$\Omega_{ar} = 0,952$	$\Upsilon = 413,7$	$\Gamma = -0,4$



FONTE: O autor (2020).

Conforme a Equação (3.63), a relação B varia proporcionalmente quando o diâmetro do pistão ou da manivela variam, mas, há várias soluções para serem simuladas para cada valor de B , portanto, ao fixar uma das dimensões e variar a outra, tornou-se importante para avaliar o comportamento termodinâmico. Sendo

assim, na FIGURA 4.27 é ilustrado essa variação, mantendo o diâmetro do pistão constante e variando o diâmetro da manivela – D_{crank} ou seu raio – CS , logo, o parâmetro que é afetado quando esta simulação é realizada, é a taxa de compressão do motor – CR , sendo este, mantido constante para as análises anteriores. Conforme é encontrado na literatura, a taxa de compressão recomendada e estudada esta compreendida na faixa de $12 \leq CR \leq 24$, Barik et al. (2017 e Bora; Saha (2016), Norton (2010). Apesar de ser um parâmetro operacional, o CR também é um parâmetro geométrico, pois ele tem relação direta com o volume deslocado e para variá-lo deve-se variar o diâmetro do pistão e ou diâmetro da manivela e, a variação dessas geometrias determinam o tamanho, peso e custo de um motor. Logo, este estudo torna-se primordial para projetos de engenharia de motores, onde a otimização termodinâmica é buscada com atendimento aos requisitos de custos de projetos.

No eixo da esquerda da FIGURA 4.27 é ilustrado a $\bar{\Lambda}$ para um ciclo motor completo e suas eficiências termodinâmicas e, é possível concluir que quanto maior a CR , maiores serão as irreversibilidades do sistema e, como consequência menor a eficiência de segunda lei. Porém, para a eficiência efetiva há um ponto ótimo apontado e, este fenômeno está relacionado com a energia da combustão que varia com o aumento de CR uma vez que a pressão e temperatura do cilindro aumentam. Logo, a eficiência efetiva do sistema é aumentada quando aumenta-se o CR , mas, paralelamente a isso, as irreversibilidades do sistema também aumentam, e por isso, um ponto ótimo é apontado para $16 \leq CR \leq 19$.

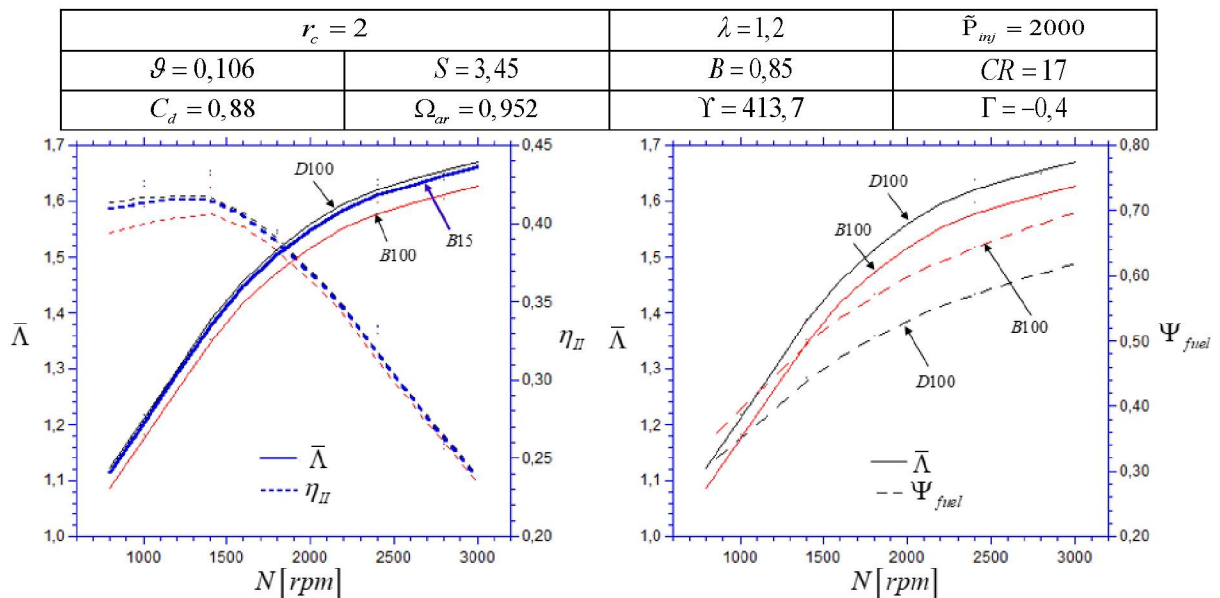
Já no gráfico à direita da FIGURA 4.27, é ilustrado o comportamento do consumo de combustível adimensional em função da CR e, alinhado com as expectativas, quanto maior a irreversibilidade do sistema maior o consumo de combustível, devido ao aumento de ar admitido para dentro do cilindro. Também, é plotado neste mesmo gráfico a curva da eficiência mecânica do sistema, que mostra e confirma, mais uma vez que, quanto maior são as partes mecânicas do motor (exemplo, diâmetro de manivela e pistão), maiores são as perdas por atrito e, por consequência, menor é a eficiência mecânica. Adicionalmente, são plotados no mesmo gráfico as curvas de eficiências ideais, ou seja, eficiência de Carnot e do ciclo Diesel padrão-ar. Claramente são ilustrados o comportamento esperado para a eficiência térmica do ciclo Diesel padrão-ar, onde este aumenta quando o CR é

aumentado, Moran (2000). Para $CR > 24$, a eficiência do ciclo Diesel padrão-ar se aproxima de Carnot que é a eficiência reversível do sistema.

4.4.3 Otimização do sistema com as misturas de combustíveis

O modelamento matemático desenvolvido é capaz de simular qualquer mistura entre os combustíveis mais utilizados atualmente em motores a diesel. Portanto, primeiramente, na FIGURA 4.28 a seguir, é ilustrado o impacto das misturas dos combustíveis na irreversibilidade do sistema.

FIGURA 4.28 – CURVA DE IRREVERSIBILIDADE DAS MISTURAS DE COMBUSTÍVEIS



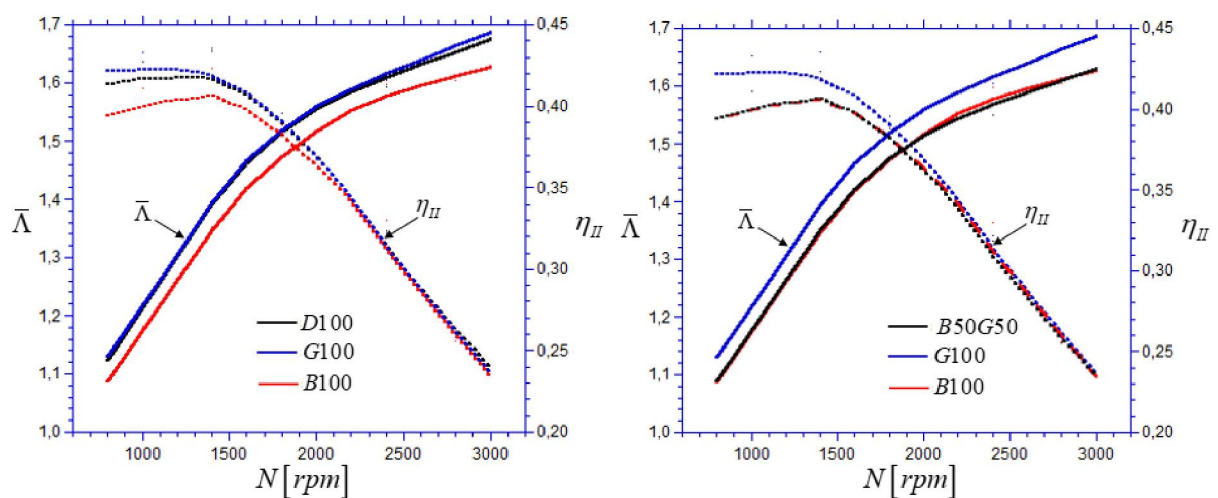
FONTE: O autor (2020).

No gráfico a esquerda da FIGURA 4.28, tem-se a curva da \bar{P} em função da rotação do motor, analisada para o diesel e biodiesel puro e uma mistura de 15% de Biodiesel com diesel, B15. Portanto, é possível identificar uma faixa relativamente estreita da variação da \bar{P} quando a composição de biodiesel é variada e, menor ainda, para a eficiência termodinâmica, onde para rotação acima 2000rpm o impacto se torna muito baixo. No gráfico a direita, é ilustrado um comparativo do comportamento do consumo de combustível adimensional com a \bar{P} do sistema e, conforme esperado, o consumo de combustível é maior quanto maiores são as irreversibilidades do sistema.

Conforme é explorado na literatura, o diesel apresenta um poder calorífico maior que dos biocombustíveis, Jafarmadar; Nemati (2016) e Khoobbakht *et al.* (2016)

e Mahabadipour *et al.* (2017), e apesar de gerar maior entropia de combustão, conforme ilustrados acima, ele entrega ao sistema maior exergia líquida e, termodinamicamente, torna-se mais eficiente para a mesma aplicação e condições operacionais e físicas. Porém, a inclinação da curva de consumo de combustível normalizada é menor do que a curva $\bar{\Lambda}$ e, isso é explicado pelo impacto da irreversibilidade do sistema estar aumentando proporcionalmente. Similarmente, na FIGURA 4.29 é ilustrado o impacto da mistura de Biogás com o diesel e, Biodiesel com Biogás. As curvas $\bar{\Lambda}$ são plotadas, bem como, as eficiências.

FIGURA 4.29 – CURVA DE IRREVERSIBILIDADE PARA MISTURAS DE BIOCOMBUSTÍVEIS



FONTE: O autor (2020).

O comportamento das curvas é semelhante aos da FIGURA 4.28, com a diferença que o Biogás considerado nesta simulação tem um curva muito próxima do Diesel puro. O biogás tem um poder calorífero menor do que o diesel e Biodiesel e, apesar de apresentar comportamento semelhante ao do diesel para as irreversibilidades e eficiência termodinâmica do sistema, a exergia líquida é menor quando comparada com Diesel puro. Também, CR maiores devem ser aplicadas em motores com misturas de Biogás devido sua temperatura de autoignição ser maior significativamente, Barik *et al.* (2017) e Bora; Saha (2017). No gráfico a direita é plotada a mistura – Biodiesel/Biogás e, mesmo considerando 50% de concentração de cada combustível, o comportamento termodinâmico para o sistema se aproximou do Biodiesel puro para as mesmas condições, isto deve-se principalmente ao poder calorífero e a razão ar-combustível estequiométrica do biodiesel ser maior do que o Biogás.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Uma modelagem matemática de segunda lei da termodinâmica é realizada acompanhada de alguns aprimoramentos no código numérico existente. O modelo foi validado experimentalmente após ajustes nas variáveis empíricas. E, uma adimensionalização completa do modelo matemático foi realizada com sucesso. Análises paramétricas foram realizadas e, para todos os parâmetros selecionados para estudo, tanto os operacionais quanto os geométricos de um motor ICO, foram simulados e apresentados. Com isso, a otimização de motores a combustão interna de ICO com misturas de biodiesel/biogás, foi realizada com sucesso, pois o modelo numérico em questão, foi capaz de identificar pontos de máxima eficiência do sistema para as funções objetiva selecionadas.

5.1 CONCLUSÕES

As principais conclusões desta dissertação de mestrado são:

1. A integração da modelagem matemática do sistema de bombeamento de combustível e da eficiência volumétrica no código numérico existente, resultou uma maior proximidade com a realidade e, através destes aprimoramentos foi possível a otimização da razão de corte;
2. O modelo matemático desenvolvido foi adimensionalizado para o sistema de um motor a combustão interna de ICO com misturas de Diesel, biodiesel e biogás. E, este modelo não era disponível anteriormente na literatura técnica;
3. Com a modelagem da segunda lei da termodinâmica, a irreversibilidade do sistema para um ciclo motor ICO é calculada e, através da mínima geração de entropia, os parâmetros operacionais e geométricos foram otimizados;
4. Após otimizar a razão de corte para cada rotação motor, uma curva ótima para a faixa de rotação motor de $800 < N < 3000$, é apresentada e, esta curva de $r_{c, \text{ótimo}}$ não era disponível na literatura técnica atual;
5. Uma faixa de máxima eficiência efetiva é identificada para a razão de equivalência do motor entre $0,8 < \phi < 0,9$, o qual corrobora com a os resultados encontrados na literatura técnica de motores ICO. A irreversibilidade do sistema é crescente com o aumento de ϕ .

6. A análise paramétrica do adimensional das válvulas de admissão e exaustão – ϑ foi realizada e, uma faixa ótima de especificação foi identificada, $0,25 < \vartheta \leq 1$. E, para $\vartheta < 0,25$, o C_d passa a ter impacto relevante na irreversibilidade do sistema, pois, conforme apresentado, uma variação de 12% de C_d trouxe um impacto para a $\eta_{II} \approx 3\%$;
7. Para as relações cinemáticas do motor ICO, a variação de S não trouxe impacto significativo à irreversibilidade do sistema; e, para a variação de B , um ponto ótimo é identificado ao redor de $B \approx 0,5$;
8. Uma análise paramétrica para $12 < CR < 24$ é realizada e, uma máxima eficiência efetiva é identificada para valores de $16 < CR < 19$, mesmo que a irreversibilidade do sistema sempre aumentar quando CR aumenta;
9. E, para as análises de misturas de biodiesel/biogás conclui-se que a eficiência termodinâmica do sistema se comportou próximos ao biodiesel puro para a mistura de $B50G50$;

5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Recomenda-se para trabalhos futuros os seguintes pontos:

1. Uma modelagem das emissões de gases poderia ser acrescentada no modelo e, através de uma validação experimental, o modelo poderá otimizar termodinâmica levando em conta as restrições regulatórias de emissões;
2. Uma modelagem matemática do sistema de resfriamento para o sistema poderia ser adicionada ao código numérico facilmente, para determinar qual o melhor projeto de trocadores de calor ou uma integração com cogeração;
3. O presente modelo tem capacidade de realizar uma análise de *constructal design*, adicionando ao modelo a resistência que a contraparte de um motor a combustão interna de ICO venha apresentar, ou seja, cargas solicitadas devido ao movimento, e assim, determinar um ponto ótimo de operação;
4. Adicionar ao modelo numérico a análise termo-econômica, que juntamente com a otimização termodinâmica, deve indicar o ponto ótimo entre custo e eficiência termodinâmica e, este é um assunto pouco explorado na literatura técnica atual.

REFERÊNCIAS

- AGHBASHLO, M.; TABATABAEI, M.; MOHAMMADI, P.; *et al.* Improving exergetic and sustainability parameters of a DI diesel engine using polymer waste dissolved in biodiesel as a novel diesel additive. **Energy Conversion and Management**, v. 105, p. 328–337, 2015.
- AZOUMAH, Y.; BLIN, J.; DAHO, T. Exergy efficiency applied for the performance optimization of a direct injection compression ignition (CI) engine using biofuels. **Renewable Energy**, v. 34, n. 6, p. 1494–1500, 2009.
- BARIK, D.; MURUGAN, S.; SAMAL, S.; SIVARAM, N. M. Combined effect of compression ratio and diethyl ether (DEE) port injection on performance and emission characteristics of a DI diesel engine fueled with upgraded biogas (UBG)-biodiesel dual fuel. **Fuel**, v. 209, p. 339–349, 2017.
- BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal design and optimization**. 1996.
- BORA, B. J.; SAHA, U. K. Optimization of injection timing and compression ratio of a raw biogas powered dual fuel diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 92, p. 111–121, 2016.
- BORA, B. J.; SAHA, U. K. Emission Reduction Operating Parameters for a Dual-Fuel Diesel Engine Run on Biogas and Rice-Bran Biodiesel. **Journal of Energy Engineering**, v. 143, n. 4, p. 1-1–12, 2017.
- GOGOI, T. K., BARUAH, D. C. **A cycle simulation model for predicting the performance of a diesel engine fueled by diesel and biodiesel blends**. Pergamon-Elsevier Science Ltd, the Boulevard, Langford Lane, Kidlington, Oxford Ox5 1gb, England, 2010.
- GRACIANO, V.; VARGAS, J. V. C.; ORDONEZ, J. C. Modeling and simulation of diesel, biodiesel and biogas mixtures driven compression ignition internal combustion engines. **International Journal of Energy Research**, v. 40, n. 1, p. 100-100–111, 2016.
- HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**. McGraw-Hill, Inc., 1988.
- IEA, 2019 - International Energy Agency (Renewable 2019 section). Disponível: <https://www.iea.org/renewables2019/transport/>, acessado em 26 setembro de 2019.
- JAFARMADAR, S.; NEMATI, P. Exergy analysis of diesel/biodiesel combustion in a homogenous charge compression ignition (HCCI) engine using three-dimensional model. **Renewable Energy**, v. 99, p. 514–523, 2016.
- JAFARMADAR, S.; NEMATI, P.; KHODAIE, R. Multidimensional modeling of the effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on exergy terms in an HCCI engine fueled with a

mixture of natural gas and diesel. **Energy Conversion and Management**, v. 105, p. 498–508, 2015.

KALSI, S. S.; SUBRAMANIAN, K. A. Effect of simulated biogas on performance, combustion and emissions characteristics of a bio-diesel fueled diesel engine. **Renewable Energy**, v. 106, p. 78–78–90, 2017.

KHOOBBAKHT, G.; AKRAM, A.; KARIMI, M.; NAJAFI, G. Exergy and Energy Analysis of Combustion of Blended Levels of Biodiesel, Ethanol and Diesel Fuel in a DI Diesel Engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 99, p. 720–729, 2016.

KINCAID D, Cheney W. **Numerical Analysis**. Wadsworth: Belmont, CA, 2000.

KRISHNAMOORTHY, M.; MALAYALAMURTHI, R. Availability analysis, performance, combustion and emission behavior of bael oil - diesel - diethyl ether blends in a variable compression ratio diesel engine. **Renewable Energy**, v. 119, p. 235–252, 2018.

LUIJTEN, C. C. M.; KERKHOF, E. Jatropha oil and biogas in a dual fuel CI engine for rural electrification. **Energy Conversion and Management**, v. 52, n. 2, p. 1426–1438, 2011.

MAHABADIPOUR, H.; SRINIVASAN, K. K.; KRISHNAN, S. R. A second law-based framework to identify high efficiency pathways in dual fuel low temperature combustion. **Applied Energy**, v. 202, p. 199–212, 2017.

MORAN M. J., SHAPIRO H. N. **Fundamentals of engineering thermodynamics**. Third edition. John Wiley & Sons. New York, 2000.

NEMATI, P.; JAFARMADAR, S.; TAGHAVIFAR, H. Exergy analysis of biodiesel combustion in a direct injection compression ignition (CI) engine using quasi-dimensional multi-zone model. **Energy**, v. 115, p. 528–538, 2016.

NORTON, R. L. **Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos**. McGraw-Hill Higher Education, 2010.

PEREIRA, H. R. **Avaliação experimental e previsão de desempenho de motores diesel consumindo gás natural**. Tese de Doutorado. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2006.

RAKOPOULOS, C. D.; GIAKOUMIS, E. G. Second-law analyses applied to internal combustion engines operation. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 32, n. 1, p. 2–47, 2006.

RAMOS DA COSTA, Y. J.; BARBOSA DE LIMA, A. G.; BEZERRA FILHO, C. R.; DE ARAUJO LIMA, L. Energetic and exergetic analyses of a dual-fuel diesel engine. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, n. 7, p. 4651–4660, 2012.

RYU, K. Effects of pilot injection timing on the combustion and emissions characteristics in a diesel engine using biodiesel–CNG dual fuel. **Applied Energy**, v. 111, p. 721–730, 2013a.

RYU, K. Effects of pilot injection pressure on the combustion and emissions characteristics in a diesel engine using biodiesel–CNG dual fuel. **Energy Conversion and Management**, v. 76, p. 506–516, 2013b.

SANTOS, A. M. **Introdução os motores de combustão interna**. Disponível em: <<http://www.scribd.com/doc/13183029/Introducao-Ao-Motores-de-ombustaoInterna>>. Acessado em: 22 ago. 2018.

SATYANARAYANA, K.G.; MARIANO, A.B.; VARGAS, J.V.C. **A review on microalgae, a versatile source for sustainable energy and materials**. International Journal of Energy Research, vol.35, p.291-311. 2011.

SHAMSHIRBAND, S.; TABATABAEI, M.; AGHBASHLO, M.; YEE, P. L.; PETKOVIĆ, D. Support vector machine-based exergetic modelling of a DI diesel engine running on biodiesel–diesel blends containing expanded polystyrene. **Applied Thermal Engineering**, v. 94, p. 727–747, 2016.

TARABET, L.; LOUBAR, K.; LOUNICI, M. S.; *et al.* Experimental investigation of DI diesel engine operating with eucalyptus biodiesel/natural gas under dual fuel mode. **Fuel**, v. 133, p. 129–138, 2014.

VARGAS, J.V.C., STANESCU, G., FLOREA, R. and CAMPOS, M.C. **A numerical model to predict the thermal and psychometric response of electronic packages**. ASME Journal of Electronic Packaging, vol.123, no.3, p.200-210. 2001.

VARGAS, J. V. C.; BALMANT, W.; STALL, A.; MARIANO, A. B.; ORDONEZ, J. C. ; HOVSAPIAN, R.; DILAY, E. Patent Number(s): US2012088296-A1 ; WO2012050608-A1 - **Photo-bioreactor for growing algae e.g. microalgae within nutrient medium, comprises support frame, horizontal bioreactor tubes, gassing/degassing housings, pH sensor, temperature sensor, and pump for circulating nutrient medium**. Estados Unidos. 2012.

VERMA, S.; DAS, L. M.; BHATTI, S. S.; KAUSHIK, S. C. A comparative exergetic performance and emission analysis of pilot diesel dual-fuel engine with biogas, CNG and hydrogen as main fuels. **Energy Conversion and Management**, v. 151, p. 764–777, 2017.

VERMA, S.; DAS, L. M.; KAUSHIK, S. C. Effects of varying composition of biogas on performance and emission characteristics of compression ignition engine using exergy analysis. **Energy Conversion and Management**, v. 138, p. 346–359, 2017.

YOON, S. H.; LEE, C. S. Experimental investigation on the combustion and exhaust emission characteristics of biogas–biodiesel dual-fuel combustion in a CI engine. **Fuel Processing Technology**, v. 92, n. 5, p. 992–1000, 2011.

WOODS, R. L.; LAWRENCE, K. L., **Modeling and Simulation of Dynamic Systems**. Prentice-Hall, Upper Saddle River, NJ. 1997.

APÊNDICE 1 – DADOS DE ENTRADA DA SIMULAÇÃO

Parâmetros operacionais e geométricos da simulação	
298.15	tatm = external ambient temperature [K]
1.013d5	patm = atmospheric pressure [N/m ²]
0.99d5	padmzero = cylinder initial admission pressure [N/m ²]
0.88d0	cd = valve coefficient
1.65d-2	dadm_valve = admission valve diameter [m]
287.d0	rair = air gas constant [J/(kg.K)]
5.768d-5	vc = dead volume [m ³]
0.102	dpist = piston diameter [m]
0.12	dcrank = crank diameter or piston stroke [m]
17.0	Compression ratio - CR
0.207	rod = rod length [m]
1.d3	cpair = specific heat of air at const pressure [J/(kg.K)]
0.7d3	cvair = specific heat of air at const volume [J/(kg.K)]
293.494	cp_diesel_fuel_molar = molar specific heat at const press. [kJ/(kmol.K)]
200.d0	upist = piston walls global heat transfer coefficient [W/(m ² .K)]
2.e3	rpm - engine speed [rpm]
373.15	t_oper - engine operating temperature [K]
15.d0	Temperature rise inlet manifold
25.d0	dcomb - fixed crank combustion angle interval [degrees]
100.d0	alfa_comb - adjustment and multiplier for fuel injection pression
-393520.	hf_CO2 = enthalpy of formation of CO ₂ [kJ/kmol]
-110530.	hf_CO = enthalpy of formation of CO [kJ/kmol]
-241820.	hf_H2O = enthalpy of formation of H ₂ O [kJ/kmol]
-211460.	hf_diesel = fuel enthalpy of formation [kJ/kmol]
1.18d0	rlambda0 = equivalence ratio (lambda=1 - theoretical air; > 1 - excess air)
0.d0	x = molar fraction of diesel in the diesel-gas fuel mixture
8.314d0	rbar = universal gas constant [J/(mol.K)]
35.6d0	cp_CH4_molar = molar specific heat of NG at const pressure [kJ/(kmol.K)]
-74600.	hf_nat_gas = natural gas (CH ₄) enthalpy of formation [kJ/kmol]
-522580.	hf_biodiesel = biodiesel enthalpy of formation [kJ/kmol]
0.5d0	y = molar fraction of biodiesel in the biodiesel-diesel fuel mixture
455.18	cp_biodiesel_fuel_molar = molar specific heat at const press [kJ/(kmol.K)]
6.	n_cyl = number of cylinders
1.5d-5	visc_gas = gas mixture kinematic viscosity [m ² s ⁻¹]
0.026d0	rk_gas = gas mixture thermal conductivity [W m ⁻¹ K ⁻¹]
0.72d0	pr_gas = gas mixture Prandtl number
0.9d0	eps_w = piston wall emissivity
5.67d-8	sig = Stefan-Boltzman constant [W m ⁻² K ⁻⁴]
612.539	s_298_diesel = Diesel fuel entroply absolute at 298K [kJ/kmol/K]
186.314	s_298_nat_gas = CH ₄ fuel entroply absolute at 298K [kJ/kmol/K]
918.39	s_298_biodiesel = biodisel fuel entroply absolute at 298K [kJ/kmol/K]

ANEXO 1 – ESPECIFICAÇÃO DO MOTOR DE REFERÊNCIA

MWM Série 229

A Série 229 é composta de motores robustos que se destacam por apresentar durabilidade, manutenção simples e baixo custo, além da força e confiança que caracterizam os produtos que levam a marca MWM.



Principais Características:

- 3, 4 e 6 cilindros, respectivamente 3,0; 3,9 e 5,9 litros;
- versões com aspiração natural, turbo e turbo aftercooler;
- injeção mecânica;
- cabeçotes individuais;
- camisas úmidas removíveis;
- acessórios acionados por correia.

Modelo Motor		D229-3	D229-4	TD 229-EC-4	D 229-6
Aspiração		Natural	Natural	Turbo	Natural
Disposição / Cilindros		L 3	L 4	L 4	L 6
Diâmetro x Curso	mm	102x120			
Cilindrada Total	litros	2,94	3,92	3,92	5,88
Taxa de compressão		17:01	17:01	16:01	17:01
Potência	kW(CV)	47(64)	66(90)	90(122)	99(134)
Rotação de Potência Max.	rpm	2.800	3.000	2.800	2.800
Torque	Nm	186	274	363	382
Rotação de Torque Máx.	rpm	1600	1500	1600	1600
Peso Seco	kg	336	395	418	506
Dimensões	Altura mm	822	854	992	992
	Comp. mm	818	921	1444	1444
	Larg. mm	663	730	699	699
* NA = Natural Aspirado					
* TD = Turbo					