

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

ALAN MOURA PASTRE

**CARACTERIZAÇÃO DO PROCESSO DE COMBUSTÃO DE MISTURAS DE
ETANOL E SUBSTITUTOS DE COMBUSTÍVEIS**

JOINVILLE

2021

ALAN MOURA PASTRE

**CARACTERIZAÇÃO DO PROCESSO DE COMBUSTÃO DE MISTURAS DE
ETANOL E SUBSTITUTOS DE COMBUSTÍVEIS**

Trabalho apresentado como requisito para obtenção do título de bacharel no Curso de Graduação em Engenharia Automotiva do Centro Tecnológico de Joinville da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador: Prof. Leonel Rincón Cancino, Dr. Eng.

JOINVILLE

2021

ALAN MOURA PASTRE

**CARACTERIZAÇÃO DO PROCESSO DE COMBUSTÃO DE MISTURAS DE
ETANOL E SUBSTITUTOS DE COMBUSTÍVEIS**

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva, na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville, a ser defendido e aprovado no dia 5 de maio de 2021, pela seguinte banca examinadora:

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Leonel Rincón Cancino, Dr. Eng.
Orientador
Presidente

Prof. Julio Cesar Lodetti, Msc. Eng.
Membro
Volvo do Brasil

Halysson Weck, Eng.
Membro
Renault do Brasil

Sandro Guimarães Souza, Dr. Eng.
Membro
Renault do Brasil

Dedico este trabalho ao meu grande amigo
Agustinho José Dalprá, que seus sonhos sejam
suas asas e teus pés não te prendam ao chão!

AGRADECIMENTOS

À Deus, que sempre me fortalece.

Ao programa ALS-AST UPP (*AVL AST University Partnership Program*) pelo fornecimento da licença AVL na Universidade Federal de Santa Catarina.

Ao meu pai, Wilson, que me ensinou sobre a importância da humildade.

À minha mãe, Nara, que me ensinou a lutar pelos meus sonhos.

À minha irmã, Amanda, e minha afilhada, Theodora, das quais conto os dias para estar ao lado novamente.

À minha namorada, Giovana, minha base e minha esperança!

Ao meu orientador, prof. Dr. Leonel, que me ensinou a descomplicar o complicado.

Ao prof. Dr. Modesto, que, além de professor, foi um grande amigo e conselheiro em muitos momentos recentes da minha vida.

A Everton Koch e Saulo Jardim, que confiaram em meu trabalho.

*“Sempre sonhe acordado
Para quando olhar no espelho,
Não enxergar o passado.”*

(Allan Dias Castro)

RESUMO

Optar pelo álcool ou gasolina no momento de abastecer o veículo, é uma realidade para o brasileiro desde 2003 quando a empresa BOSCH ® implementou a tecnologia de motores flex-fuel. Além desta liberdade, revisões das normas que regulam a participação do etanol na gasolina vêm sendo realizadas periodicamente para atender metas ambientais de participação de biocombustíveis na matriz energética brasileira. Em se tratando da garantia de redução de emissões de poluentes e aumento da eficiência dos motores de combustão interna, assegurar uma boa compreensão tanto da caracterização das diferentes misturas de combustíveis quanto de um projeto dimensional adequado para o motor de combustão interna são dois fatores essenciais. Neste trabalho foi realizada a caracterização do processo de combustão de misturas de etanol e substitutos de combustíveis, sendo este último composto por - (33,3% Isooctano/24,4% n-Heptano/14,4% Diisobutileno/27,87% Tolueno) - a fim de representar a gasolina real, e a partir deste substituto sete diferentes amostras representadas pelo percentual de etanol (E0, E10, E20, E30, E50, E85 e E100) foram utilizadas. Dados experimentais de curvas de pressão coletadas em motor CFR (*Cooperative Fuel Research Engine*) obtidas no umbral da detonação foram utilizadas como dados de entrada no *software* AVL-BOOST. O programa de simulação ajusta os dados experimentais de pressão para obter os parâmetros da função de Wiebe, desta forma, o processo de caracterização da combustão consistiu na determinação do comportamento da fração de massa de combustível queimado para cada uma das misturas de etanol e substitutos de combustível. Além das curvas de pressão, o AVL-BOOST foi alimentado com parâmetros de operação e geométricos do motor CFR nas condições dos experimentos. Os resultados mostraram-se satisfatórios quando comparados à literatura, permitindo sua utilização em futuros trabalhos que necessitem de melhor predição do fenômeno da combustão para as misturas de combustíveis utilizadas neste estudo.

Palavras-chave: CFR. AVL-BOOST. Substitutos de Combustíveis. Wiebe. Simulação Numérica.

ABSTRACT

Opt by ethanol or gasoline when filling the fuel tank, it's a reality to Brazilians since 2013 when company BOSCH ® present flex-fuel technology for the vehicles. Beyond this freedom, revisions in the regulation laws that establish the participation of ethanol in gasoline has been reviewed periodically to attend environmental goals of biofuels in the total amount of Brazilian energy sources. When it comes to ensuring emission reduction and increased engine combustion efficiency, have a good comprehension both the characterization of different mixtures and development of a good engine design are two crucial tracks to take into account. In this work, the characterization of combustion process for different mixtures of ethanol and gasoline surrogates have been carried out. Gasoline surrogates are composed by the following hydrocarbons - (33,3% Iso-Octane / 24,4% n-Heptane / 14,4% Di-iso-butylene / 27,87% Toluene) - with the main to represent real gasoline. From this compound, respecting the proportion of each substance, seven different samples represented by the percentage of ethanol (E0, E10, E20, E30, E50, E85 e E100) were used in the simulations. Experimental data of cylinder pressure curve collected in a Cooperative Fuel Research Engine (CFR) obtained at the inception of detonation served as input for AVL-BOOST 1-D model. The *software* fit the data to obtain the coefficients of Wiebe function, therefore with fuel information it was possible to determine the mass fraction burned and the heat release during the engine cycle for each blends of gasoline surrogates and ethanol. The engine model was also filled with geometric and operational parameters of CFR engine in the experimental conditions. The characterization was completed for all the samples and showed a good prediction when compared to the literature, enabling the use of this content for future work.

Keywords: CFR. AVL-BOOST. Gasoline Surrogates. Wiebe. Numerical Simulation.

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANP – Agência Nacional do Petróleo

ASTM – American Society for Testing and Materials

AVE – Abertura da Válvula de Exaustão

CFR – Cooperative Research Engine

CO – Monóxido de Carbono

HC – Hidrocarboneto

HCCI – Homogeneous Charge Compression Ignition

IC – Internal Combustion

IDT – Ignition Delay Time

iNDC – Pretendida Contribuição Nacionalmente Determinada

K.I. – Intensidade de ocorrência de Knock

LABMCI – Laboratório de Motores de Combustão Interna

MAF – Mass Air Flow

MAPA – Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento

MCI – Motor de Combustão Interna

MON – Motor Octane Number

O.N. – Número de Octanagem

PCI – Poder Calorífico Inferior

PMI – Ponto Morto Inferior

PMS – Ponto Morto Superior

RON – Research Octane Number

RPM – Rotações por Minuto

UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

UNFCCC – Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre a Mudança do Clima

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Motor “grandfather clock” e Daimler “riding car”	19
Figura 2	Os 4 tempos de um motor a combustão ciclo Otto	20
Figura 3	Principais parâmetros geométricos de um motor alternativo	21
Figura 4	Diagramas $p - v$ e $T - v$ do ciclo Otto	22
Figura 5	Início da combustão em motores de ignição por centelha	24
Figura 6	Diagrama $p - \alpha$ para uma combustão normal	25
Figura 7	Sistema aberto para análise da taxa de liberação de calor em uma câmara de motor de combustão	26
Figura 8	Ilustração com indicação dos componentes do motor CFR F1/F2	28
Figura 9	Proporção dos componentes da amostra de combustível sem etanol	31
Figura 10	RON aferido para os combustíveis utilizados neste trabalho em função do percentual de etanol	34
Figura 11	Curvas de fração de massa queimada e taxa de liberação de calor aferidas e aproximadas pelo método dos mínimos quadrados	38
Figura 12	Fluxograma representativo para modelagem numérica do motor	39
Figura 13	Fluxograma do processo de construção e validação do modelo numérico do motor CFR	40
Figura 14	Imagens do motor CFR preparado para os ensaios de obtenção do RON	41
Figura 15	Árvore de componentes e modelo virtual do motor CFR adaptado para os ensaios	42
Figura 16	Ilustração dos elementos e conexões do sistema de admissão	44
Figura 17	Dados de entrada para a “Conexão 1”	45
Figura 18	Dados de entrada para a “Conexão 2”	45
Figura 19	Dados de entrada para “Conexão 3”	46
Figura 20	Dados de entrada para “Conexão 4”	47
Figura 21	Dados de entrada para o “Cilindro”	48
Figura 22	Ilustração câmara de combustão do motor CFR e seus componentes	49
Figura 23	Curvas de deslocamento da válvula de admissão e exaustão	50
Figura 24	Curvas de pressão no cilindro para cada combustível	51
Figura 25	Análise dos modelos de transferência de calor disponíveis no AVL BOOST	52

Figura 26	Áreas de superfície e temperatura de parede para elementos da câmara de combustão	52
Figura 27	Rotina de cálculos para o combustível E0	53
Figura 28	Ilustração da fronteira “SB1” e ponto de referência “R”	56
Figura 29	Vazão mássica para cada mistura no “MP1”	57
Figura 30	Comparativo da taxa de liberação de calor e fração de massa queimada (E0)	59
Figura 31	Confiabilidade de resultado IMEP em função do número de ciclos aquisitados da curva de pressão no cilindro	60
Figura 32	Comparativo da taxa de liberação de calor e fração de massa queimada (E10)	60
Figura 33	Comparativo da taxa de liberação de calor e fração de massa queimada (E20)	61
Figura 34	Comparativo da taxa de liberação de calor e fração de massa queimada (E30)	61
Figura 35	Comparativo da taxa de liberação de calor e fração de massa queimada (E50)	62
Figura 36	Comparativo da taxa de liberação de calor e fração de massa queimada (E85)	62
Figura 37	Comparativo da taxa de liberação de calor e fração de massa queimada (E100)	63
Figura 38	Caracterização da combustão de um MCI pelo método de Wiebe	63
Figura 39	Valor de PME Indicado e erros para experimento e modelo	65
Figura 40	Curvas de rendimento térmico para o ciclo teórico Otto e simulada	66
Figura 41	Comparativo da taxa de liberação de calor dos combustíveis	67
Figura 42	Comparativo da fração de massa de combustível queimada	68
Figura 43	Projeção de tendência de investimento por veículo para diferentes alternativas sustentáveis	69
Figura 44	Curva de consumo energético e emissão de gCO ₂ por quilômetro rodado para diferentes fontes energéticas	70

LISTA DE SÍMBOLOS

- θ – Ângulo formado entre a manivela e o eixo de rotação do virabrequim
- Δh_c – Calor de combustão
- q_{ev} – Calor de evaporação do combustível
- Q_R – Calor liberado
- $\sum_{\theta=0}^{\theta=c} \delta Q_R$ – Calor liberado ao longo de todo o processo de combustão
- $\sum_{\theta=0}^{\theta=\theta} \delta Q_R$ – Calor liberado do início da combustão até o incremento do ângulo θ
- $\frac{dQ_F}{d\theta}$ – Calor liberado pelo combustível
- Q_F – Calor total do combustível
- Q – Calor total liberado pelo combustível
- δQ_{ht} – Calor transferido para as paredes do cilindro
- V_d – Cilindrada unitária
- m – Coeficiente de forma
- a – Coeficiente de Wiebe relacionado com a fração de massa de combustível queimada
- m_{ev} – Combustível evaporado
- l – Comprimento da manivela
- k – Constante adiabática
- L – Curso do pistão
- ρ_a – Densidade do ar admitido
- B – Diâmetro do cilindro
- c – Distância para o pistão atingir o *PMS*
- $\Delta\theta_c$ – Duração da combustão
- n_c – Rendimento da combustão
- n_{t-Otto} – Rendimento térmico do ciclo Otto
- n_v – Eficiência volumétrica
- u – Energia interna específica
- δQ_r – Energia química liberada pelo combustível
- h_i – Entalpia da massa que entra no cilindro
- h_e – Entalpia da massa que sai do cilindro
- h_{BB} – Entalpia de *blow-by*
- $h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\theta}$ – Fluxo de entalpia pelo *blow-by*

$\frac{dm_{BB}}{d\theta}$ – Fluxo de massa de *blow-by*

$\sum h_i dm_i$ – Fluxo de massa que atravessa o sistema

\dot{m}_{aref} – Fluxo de massa de ar que poderia ser admitido nas mesmas condições ambientes

\dot{m}_a – Fluxo de massa de ar realmente admitida

B_θ – Fração mássica de combustível queimado

f – Fração de calor de evaporação da carga dentro do cilindro

x – Fração de massa queimada

x_b – Fração de combustível queimada em função do ângulo de virabrequim

θ_0 – Início da combustão

m_a – Massa de ar proveniente do balanço atômico

m_F – Massa de combustível proveniente do balanço atômico

m_{tf} – Massa de combustível retida no cilindro

dm_i – Massa entrando no cilindro

dm_e – Massa saindo do cilindro

m_c – Massa no cilindro

$\frac{d(m_c u)}{d\theta}$ – Mudança na energia interna do cilindro

$\sum \frac{dQ_w}{d\theta}$ – Perda de calor para as paredes

Q_w – Perda de energia paredes

PCI – Poder Calorífico Inferior

p_c – Pressão no cilindro

a – Raio da manivela

r_c – Razão de compressão

r_v – Razão de compressão do motor

φ – Razão de equivalência

$(A/F)_{esteq}$ – Razão estequiométrica ar-combustível

N – Revoluções por minuto do eixo virabrequim

m – *Shape parameter*

δW – Trabalho do pistão

$-p_c \frac{dV}{d\theta}$ – Trabalho do pistão

dU_s – Variação da energia sensível interna

U – Vetor de estado (velocidade e direção)

V – Volume do cilindro

F – Vetor de fluxo

V_c – Volume morto

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Composição química de um tipo de gasolina brasileira em (% mol)	30
Tabela 2	Composição química de um tipo de gasolina brasileira em (% mol)	32
Tabela 3	Anuário estatístico para densidade e poder calorífico (valores médios para 2018)	33
Tabela 4	Significado dos números e letras da Figura 14	41
Tabela 5	Coefficiente de atrito para escoamento turbulento	43
Tabela 6	Valores aferidos pelo sensor de oxigênio e sensor MAF	47
Tabela 7	Características do combustível e vazão mássica do coletor de admissão	54
Tabela 8	Parâmetros variáveis de entrada do modelo unidimensional	55
Tabela 9	Comparativo da vazão mássica de ar obtida pelas simulações e ensaios	57
Tabela 10	Valores característicos da combustão para cada combustível	64

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	17
1.1. OBJETIVOS.....	18
1.1.1. Objetivo Geral	18
1.1.2. Objetivos Específicos.....	18
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	19
2.1. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	19
2.1.1. Características e parâmetros do MCI	21
2.1.1.1. Parâmetros geométricas.....	21
2.1.1.2. Rendimento Térmico	22
2.1.1.3. Eficiência Volumétrica.....	23
2.1.1.4. Combustão em motores de ignição por centelha.....	24
2.1.1.5. Calor liberado – <i>Heat Release</i>	25
2.1.1.6. Taxa de liberação de calor – <i>Heat release rate</i>	26
2.1.1.7. Fração mássica de combustível queimado – <i>Mass Fraction Burned</i>	27
2.1.2. Motor Waukesha Cooperative Fuel Research (CFR).....	27
2.1.2.1. Norma ASTM D2699	29
2.2. COMBUSTÍVEIS.....	29
2.2.1. Gasolina e seus substitutos representativos	29
2.2.2. Etanol.....	31
2.2.2. Misturas de etanol com substitutos da gasolina.....	31
2.2.3. Características e parâmetros dos combustíveis	32
2.2.3.1. Razão estequiométrica ar-combustível.....	32
2.2.3.2. Poder Calorífico Inferior (PCI)	33
2.2.3.3. Resistência a detonação	33
2.3. MODELAGEM DE MCI	34
2.3.1. Escoamento em dutos	34
2.3.2. Equações de conservação no cilindro	35
2.3.3. Ajuste dos coeficientes de Wiebe pelo método dos mínimos quadrados	36
3. CONSTRUÇÃO DO MODELO 1D.....	39
3.1. SELEÇÃO DOS ELEMENTOS REPRESENTATIVOS	40
3.2. FRONTEIRAS	42

3.3. DUTOS DE ADMISSÃO E EXAUSTÃO.....	43
3.3.1. Admissão	44
3.3.2. Exaustão	46
3.4. BICO INJETOR DE COMBUSTÍVEL.....	47
3.5. CILINDRO	48
3.5. COMBUSTÍVEIS.....	53
4. SIMULAÇÕES	55
4.1. INTRODUÇÃO DOS PARÂMETROS VARIÁVEIS	55
4.2. DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO.....	56
4.3. AJUSTE DO MODELO.....	56
5. RESULTADOS	57
5.1 CARACTERIZAÇÕES DO PROCESSO DE COMBUSTÃO PARA CADA COMBUSTÍVEL.....	58
5.2. COMPARATIVO DOS RESULTADOS.....	64
6. CONCLUSÃO.....	71
REFERÊNCIAS	73
ANEXOS	76
ANEXO A – RANKING DE CONSUMO DE ETANOL NO MUNDO EM 2018.....	76

1. INTRODUÇÃO

Em 2014 com a Lei nº 13.033 a presidenta Dilma Rousseff concedeu ao Poder Executivo a permissão de alterar a percentagem de etanol anidro na gasolina Comum (C) e Premium (A) dentro dos limites de 18% a 27,5%, desde que comprovada a viabilidade técnica desta alteração (BRASIL, 2014). E quem estabeleceu a primeira alteração, vigente até o presente momento da publicação deste trabalho, foi o Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento (MAPA) com a portaria Nº 75, estabelecendo os percentuais de 27% de etanol na gasolina C e 25% na gasolina A.

Seguido dos eventos anteriores, incentivado pela Conferência das Nações Unidas sobre as Mudanças Climáticas de 2021 (COP21) da Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre a Mudança do Clima (UNFCCC) em Paris, em setembro de 2016, o Brasil entregou sua Pretendida Contribuição Nacionalmente Determinada (iNDC) às Nações Unidas tendo como uma das medidas o aumento de 18% da participação do biocombustível sustentável em sua matriz energética até 2030. Desse modo, observamos que a necessidade de reduzir emissões, principalmente de dióxido de carbono já é um grande fator para corroborar com futuras legislações para aumentar ainda mais o percentual de etanol na gasolina, além disso, hoje existe uma necessidade global de alternativas para combustíveis convencionais derivados do petróleo, principalmente aqueles obtidos de fontes renováveis.

Compreender os impactos das diferentes proporções destas misturas de combustíveis na combustão dos motores ciclo Otto é essencial para o desenvolvimento de projetos com maior rendimento e menor emissão de poluentes. A fim de contribuir para este estudo, Cancino (2009) apresentou o primeiro modelo cinético detalhado para oxidação de etanol e para uma mistura quinária de substitutos da gasolina, a altas pressões e temperaturas intermediárias, validado com medições de atraso de ignição em tubo de choque. A motivação em utilizar substitutos da gasolina, como por exemplo o iso-octano, está na simplificação das reações de oxidação destes hidrocarbonetos puros tendo em vista que a gasolina dos postos de combustível possui centenas de diferentes hidrocarbonetos (RAKOWSKI; ECKERT; WITT, 2012). Com esta mesma proposta de mistura, Silva Junior (2016) em seu estudo experimental, analisou a influência da percentagem de etanol com a mistura multicomponente de substitutos da gasolina no *Research Octane Number* (RON) por meio de ensaios em motor *Cooperative Research Engine* (CFR) utilizando o método ASTM D2699, concluindo que os valores de RON aumentam de maneira não linear com o acréscimo de etanol na mistura quinária.

A fim de dar continuidade aos estudos realizados pelos membros do Laboratório de Motores de Combustão Interna (LABMCI) da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC), este trabalho pretendeu realizar a modelagem zero dimensão utilizando o *software* AVL BOOST do motor CFR de pesquisa com o intuito de realizar a caracterização das diferentes misturas de etanol e substitutos da gasolina por meio da formulação de Wiebe e determinação de seus coeficientes de ajuste. Com os dados dimensionais apresentados em norma para o motor e ensaio e dados experimentais coletados no estudo de Silva Junior (2016), será possível gerar resultados que permitirão obter as curvas de fração de massa queimada de combustível ao longo do ciclo de combustão. Além disso, informações de outras literaturas foram utilizadas a fim de obter melhores aproximações do modelo numérico do motor.

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. Objetivo Geral

Caracterizar o processo de combustão de diferentes misturas de substitutos representativos da gasolina incrementados com diferentes proporções de etanol por meio do recurso Wiebe *parameter fitting*, de modo a determinar: a duração da combustão ($\Delta\theta_c$), o expoente característico de combustão ou *shape parameter* (m) e, por fim, a fração de combustível queimada em função do ângulo de virabrequim (x_b) entre os tempos de compressão e trabalho do motor.

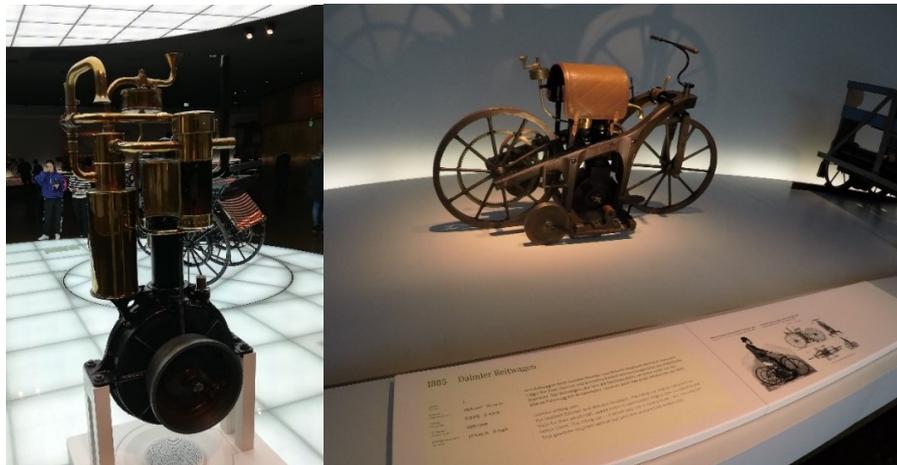
1.1.2. Objetivos Específicos

- Construir um modelo representativo fiel do motor *Cooperative Fuel Research* (CFR) utilizado no experimento;
- Ajustar sistema de admissão para obter a vazão de massa de ar aferida nos ensaios;
- Comparar a curva de liberação de calor calculada e modelada para cada combustível;
- Definir tempos necessários para consumir diferentes parcelas do combustível ao longo do ciclo de combustão;
- Estudar as capacidades de cada combustível em seus limites, nas condições de ensaio realizadas.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O início da história dos motores de combustão interna, se deu na década de 1860 com o desenvolvimento dos primeiros motores de dupla-ação que utilizavam como combustível gás de carvão em um ciclo não comprimido, Jean Joseph Etienne Lenoir foi o primeiro a desenvolver e produzir em escala comercial este tipo de motor. Já em 1867, Nicolas August Otto e Eugen Langen desenvolveram um motor atmosférico utilizando mistura ar-combustível que alcançava 12% de rendimento térmico contra 5% de Lenoir, até então ambos utilizando ciclo de 2 tempos. Em busca de motores mais eficientes, a primeira demonstração prática de um motor comprimido de quatro tempos foi implementada por Otto em 1876, e o ciclo teórico foi proposto no mesmo ano por Beau de Rochas possibilitando as primeiras modelagens que serviram de auxílio para a concepção dos motores com melhores rendimentos (HEYWOOD, 2018). Em se tratando da aplicação veicular quem se destacou foi Gottfried Daimler ex-diretor técnico da fábrica de Otto e Langen. Na Figura 1 podemos ver um exemplar do primeiro motor Otto a gasolina de alta rotação aplicado por Daimler e pequeno suficiente para ter sua primeira aplicação em um veículo (DAIMLER, 2021).

Figura 1 – Motor “grandfather clock” e Daimler “riding car”



Fonte: Autor (2019).

2.1. MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

O propósito das máquinas térmicas é produzir potência mecânica provinda da energia química dos combustíveis (HEYWOOD, 1988). Neste capítulo serão apresentadas as principais

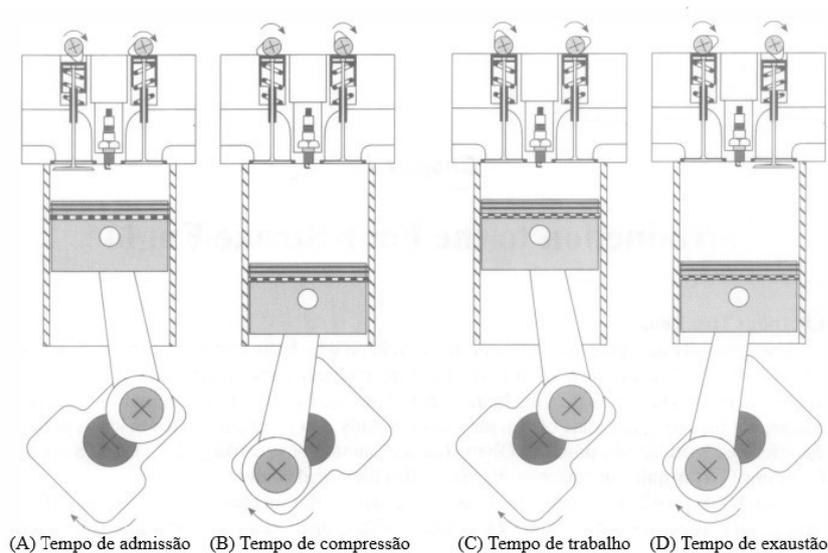
características dos Motores de combustão interna (IC) e o impacto destas na performance de funcionamento do ciclo Otto. De acordo com Ferrari (1992, p. 22), podemos classificar os motores de combustão interna da seguinte maneira:

1. Duração de seu ciclo:
 - a) 2 tempos;
 - b) 4 tempos.

2. Modo de ignição da mistura ar/combustível:
 - a) Por centelha;
 - b) Por compressão.

A fundamentação tem como objetivo tratar somente de motores 4 tempos e ignição por centelha, sendo estas, as características do motor de pesquisa utilizado neste trabalho. Uma representação através do corte do conjunto motor ciclo Otto, é demonstrado por Blair (1999) na Figura 2.

Figura 2 – Os 4 tempos de um motor a combustão ciclo Otto



Fonte: Adaptado de Blair (1999, p. 2).

É importante ter o entendimento da função de cada uma das 4 etapas. Segue a explicação abaixo na ordem representada na Figura 2:

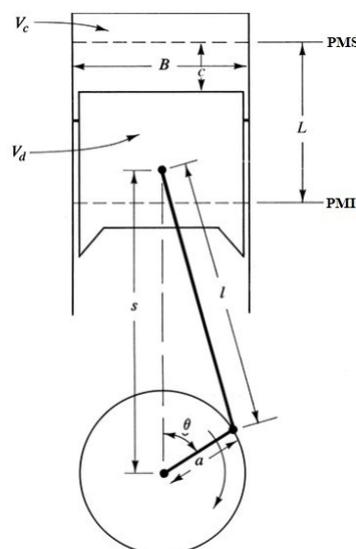
1. Tempo de admissão: O ar e o combustível são admitidos, formando uma mistura homogênea;
2. Tempo de compressão: A mistura é comprimida, modificando o estado termodinâmico para temperaturas e pressões bastante elevadas quando comparado ao início dessa etapa;
3. Tempo de trabalho: No início desta etapa, a centelha entrega a energia inicial necessária para a chama expandir, gerando trabalho para o conjunto por intermédio da pressão sobre a superfície do pistão, movimentando-o para baixo até chega ao ponto morto inferior (PMI);
4. Tempo de exaustão: Utilizando da inércia gerada no tempo anterior, o pistão eleva-se expulsando os gases resultantes da combustão, até que esse finda-se seu movimento chegando ao ponto morto superior (PMS).

2.1.1. Características e parâmetros do MCI

2.1.1.1. Parâmetros geométricas

Neste tópico serão apresentadas as principais dimensões de um motor alternativo, que também serão dados de entrada para o modelo construído neste trabalho. Para auxiliar esta compreensão, a Figura 3 ilustra de maneira simples cada uma destas dimensões.

Figura 3 – Principais parâmetros geométricos de um motor alternativo



Onde:

- V_c – Volume morto;
- V_d – Cilindrada unitária;
- B – Diâmetro do cilindro;
- L – Curso do pistão;
- l – Comprimento da manivela;
- a – Raio da manivela;
- θ – Ângulo formado entre a manivela e o eixo de rotação do virabrequim;
- c – Distância para o pistão atingir o PMS.

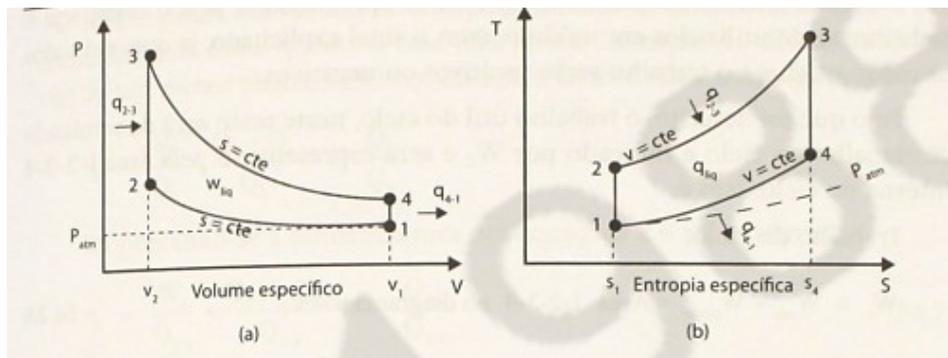
A partir dos parâmetros anteriores, podemos obter a razão de compressão r_c que será de interesse para as próximas definições. Segundo a definição de Heywood (2018), podemos demonstrá-la a partir da seguinte equação 2.1.

$$r_c = \frac{\text{Maior volume do cilindro}}{\text{Menor volume do cilindro}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (2.1)$$

2.1.1.2. Rendimento Térmico

A compreensão do conceito do rendimento térmico será de grande valia, tendo em vista que faz parte do objetivo deste trabalho obter uma combinação de parâmetros que permitam obter elevados rendimentos para os motores de combustão interna.

Figura 4 – Diagramas p – v e T – v do ciclo Otto



O resultado para a formulação do rendimento térmico do ciclo Otto é representada pela equação 2.2.

$$n_{t-Otto} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \quad (2.2)$$

Onde:

- n_{t-Otto} – Rendimento térmico do ciclo Otto;
- k – Constante adiabática;
- r_v – Razão de compressão do motor.

2.1.1.3. Eficiência Volumétrica

Até que o ar seja admitido no cilindro ele percorre uma série de restrições, como exemplo: Filtro de ar, dutos de admissão, válvula borboleta, válvula de admissão, entre outros componentes. O parâmetro utilizado para medir a efetividade que um motor possui de induzir ar para dentro do cilindro é chamada de eficiência volumétrica (n_v) (HEYWOOD, 2018). Essa eficiência é uma relação entre a massa de ar que realmente é admitida e a que seria admitida em condições ideais. A relação pode ser vista na equação 2.3.

$$n_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{aref}} \quad (2.3)$$

Onde:

- \dot{m}_a – Fluxo de massa de ar realmente admitida;
- \dot{m}_{aref} – Fluxo de massa de ar que poderia ser admitido nas mesmas condições ambientes.

Desmembrando o fluxo de massa referência:

$$\dot{m}_{aref} = \frac{\rho_a V_d N}{2} \quad (2.4)$$

Onde:

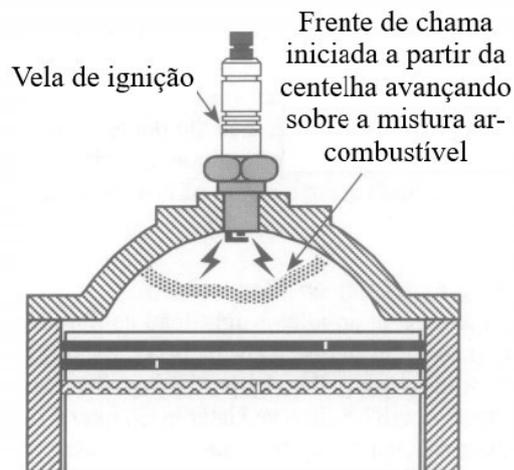
- ρ_a – Densidade do ar admitido;
- N – Revoluções por minuto do eixo virabrequim.

2.1.1.4. Combustão em motores de ignição por centelha

De acordo com Heywood (2018), o processo de combustão deve liberar energia química da fonte primária (combustível) em um curto intervalo de tempo entre os processos de compressão e de trabalho explicados anteriormente, produzindo gases queimados de alta pressão e temperatura que se expandem no sistema transferindo trabalho para o pistão.

Para que o início da combustão ocorra em motores de ignição por centelha, é necessário que exista uma mistura de vapor de combustível e ar nas adequadas proporções de massa esteja presente entre o gap da vela de ignição onde a centelha é formada (BLAIR, 1999). Um esquema de como a frente de chama avança o espaço da câmara de combustão ocorre é demonstrado na Figura 5 abaixo.

Figura 5 – Início da combustão em motores de ignição por centelha



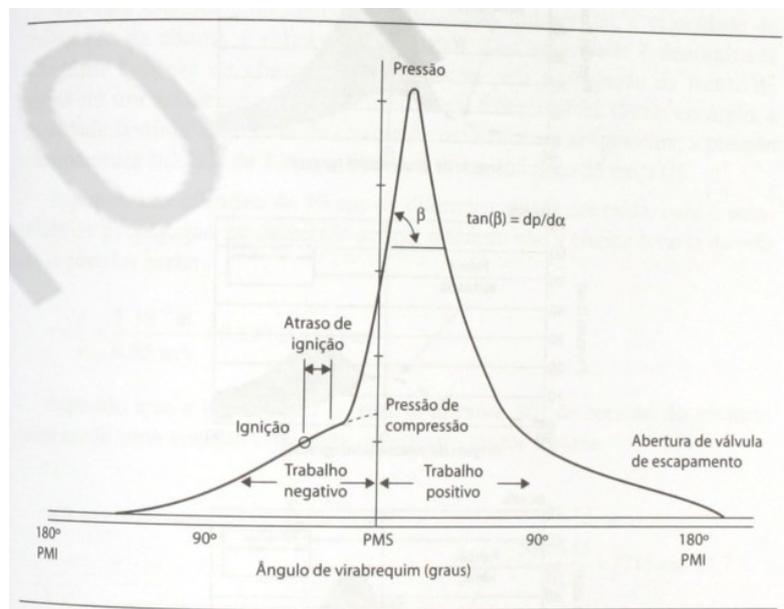
Fonte: Adaptado de Blair (1999, p. 409).

Em um primeiro momento a partir da presença da centelha, não se registra um aumento de pressão, este período denomina-se atraso de ignição sendo este um dos responsáveis pelo

avanço faísca em relação ao PMS, após uma determinada concentração de produtos de combustão em elevada temperatura, a liberação de calor torna-se suficiente para propagar reações de oxidação do combustível em cadeia (BRUNETTI, 2012).

Conforme citado no primeiro parágrafo deste capítulo, é desejável que tenhamos o processo de combustão concentrado próximo ao ponto morto superior, de modo que, tenhamos o pico de pressão ligeiramente após o PMS com o intuito de diminuir o trabalho negativo que pode ser visto na Figura 6.

Figura 6 – Diagrama p- α para uma combustão normal



Fonte: Brunetti (2012, p. 413).

2.1.1.5. Calor liberado – *Heat Release*

Conforme Blair (1999), este parâmetro se define pelo valor total de calor que pode ser liberado de uma quantidade determinada de combustível, estando intrinsecamente relacionado com a eficiência da combustão n_c e o poder calorífico inferior (PCI) do combustível. Pode ser representado pela equação 2.5.

$$Q_R = n_c m_{tf} PCI \quad (2.5)$$

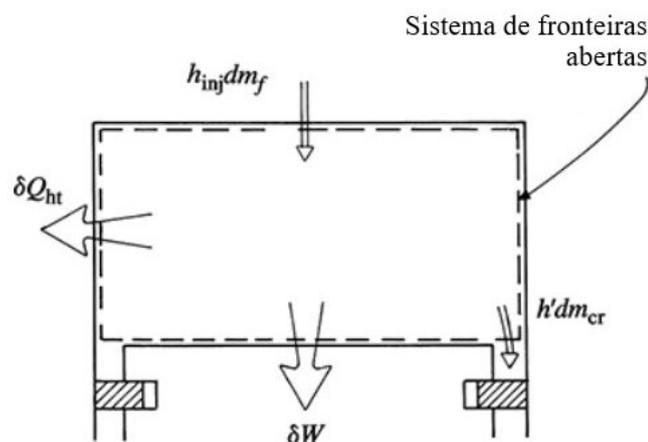
Onde:

- m_{tf} – Massa de combustível retida no cilindro;

2.1.1.6. Taxa de liberação de calor – *Heat release rate*

Apesar do calor liberado ter anteriormente definido como uma aproximação de valor constante, temos um sistema que não só realiza troca de massa com seu meio externo (*blow-by / trapping efficiency*) como a troca de energia em forma de calor. A Figura 7, busca modelar um sistema aberto que representa de modo geral o balanço de energia para este sistema aberto.

Figura 7 – Sistema aberto para análise da taxa de liberação de calor em uma câmara de motor de combustão



Fonte: Heywood (2018, p. 674).

A primeira lei da termodinâmica aplicado para este sistema pode ser representada pela seguinte equação:

$$\delta Q_R = dU_s + \delta Q_{ht} + \delta W + \sum h_i dm_i \quad (2.6)$$

Onde:

- δQ_r – Energia química liberada pelo combustível;
- dU_s – Variação da energia sensível interna;

- δQ_{ht} – Calor transferido para as paredes do cilindro;
- δW – Trabalho do pistão;
- $\sum h_i dm_i$ – Fluxo de massa que atravessa o sistema.

A equação 2.6, é definida por Heywood (2018). Assumindo temperaturas médias para o cálculo de transferência de calor, uma única zona e aplicando lei ideal dos gases da câmara de combustão, pode-se obter a equação detalhada para a taxa de liberação de calor. Uma abordagem mais detalhada será tratada no tópico de modelagem do MCI. Por agora a definição de Blair (1999) representada na equação 2.7, demonstra a taxa de calor realizada podendo ser definida para qualquer posição angular θ definida anteriormente.

$$\dot{Q}_{R\theta} = \frac{\delta Q_{R\theta}}{d\theta} \quad (2.7)$$

2.1.1.7. Fração mássica de combustível queimado – *Mass Fraction Burned*

Tendo em vista que o calor total gerado no período da combustão pode ser representado por um fator de eficiência desta conversão de energia e outro relacionado a uma característica do combustível, uma maneira de se obter a razão de massa total de combustível no cilindro e massa que já foi queimada para cada posição angular θ é representada pela equação 2.8 (BLAIR, 1999).

$$B_\theta = \frac{\sum_{\theta=0}^{\theta=\theta} \delta Q_R}{\sum_{\theta=0}^{\theta=c} \delta Q_R} \quad (2.8)$$

Onde:

- $\sum_{\theta=0}^{\theta=\theta} \delta Q_R$ – Calor liberado do início da combustão até o incremento do ângulo θ ;
- $\sum_{\theta=0}^{\theta=c} \delta Q_R$ – Calor liberado ao longo de todo o processo de combustão.

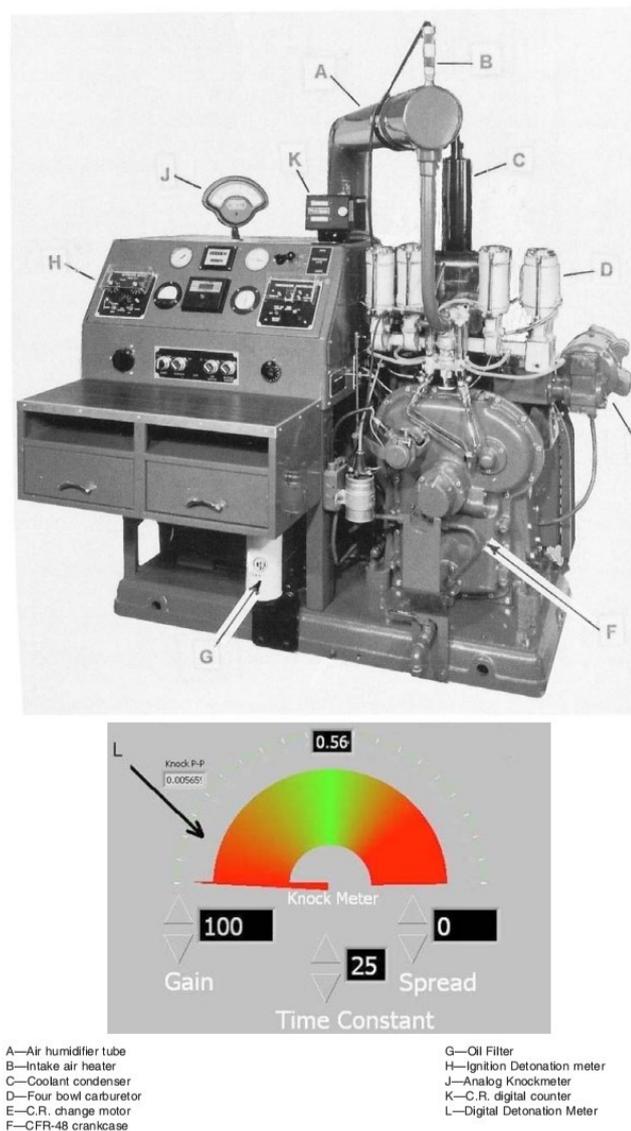
2.1.2. Motor Waukesha *Cooperative Fuel Research* (CFR)

Em 1936, Waukesha Motor Company foi aceita pelo comitê Cooperative Fuel Research (CFR) para realizar o projeto de um motor monocilíndrico padrão com o intuito de testar o fenômeno *knock* da gasolina, deste modo, permitindo que refinarias e fabricantes de motor

trabalhassem em conjunto para construir produtos mais eficientes. Os motores de teste são fabricados para garantir elevada confiabilidade e robustez em se tratando da repetibilidade dos ensaios e construção de seus componentes (DIRECT INDUSTRY, 2021).

De acordo com Direct Industry (2013), o modelo de motor utilizado para determinar o *Research Octane Number* (RON) com procedimento descrito pela norma ASTM D2699, é o CFR F1/F2 de ignição por centelha, equipado com um conjunto cilindro/pistão de razão de compressão variável entre 4:1 e 18:1. Na Figura 8 abaixo, constam os principais componentes e instrumentos de medição do modelo citado anteriormente.

Figura 8 – Ilustração com indicação dos componentes do motor CFR F1/F2



2.1.2.1. Norma ASTM D2699

A capacidade que um combustível possui de resistir ao fenômeno da detonação é determinado por ensaios empíricos, sendo estes conhecidos como *Research Octane Number* (RON) e *Motor Octane Number* (MON), ambos aferidos pelo motor CFR demonstrado no capítulo anterior (BADRA et al., 2015). O método utilizado para obter os dados experimentais deste trabalho foi: ASTM D2699 – para RON, este procedimento ocorre com o motor operando à 600 RPM que representa a menor velocidade de revolução que mais bem representa condições intermediárias de ocorrência de knock, de acordo com Gibbs et al. (2015).

Segundo ASTM (2018), o número de octanagem (O.N.) do combustível é determinado utilizando condições padrões de operação para poder comparar suas características com os *primary reference fuels* (PRF) com valor O.N. conhecidos. A razão de compressão e relação ar/combustível devem ser ajustadas para produzir uma intensidade de ocorrência de *knock* (K.I.) padrão, sendo esta, determinada por um dispositivo de medição eletrônico. Por fim, as relações ar/combustível dos combustíveis prova e a suas referências são ajustadas para alcançar o maior valor de K.I. possível, realizando pequenos steps de alteração na quantidade de combustível.

2.2. COMBUSTÍVEIS

Para estudos relacionados com o detalhando das reações cinéticas que ocorrem na reação de combustão de um combustível específico, torna-se conveniente antes de mais nada, observar o que se tem na literatura. De acordo com Metcalfe et al. (2007, apud CANCINO, 2009, p. 28), a quantidade de hidrocarbonetos saturados e insaturados, incluindo alcanos, cicloalcanos, alcenos, cicloalcenos, aromáticos, éteres e ésteres está na casa das centenas, sendo que a maioria ainda é ainda não é conhecida. No entanto, muitos pesquisadores concentraram-se em desenvolver modelos cinéticos detalhados para oxidação de hidrocarbonetos puros (CANCINO, 2009).

2.2.1. Gasolina e seus substitutos representativos

Cataluña e Silva (2006), em seus estudos, caracterizou um exemplo de gasolina brasileira quanto a composição em função dos diferentes grupos de hidrocarbonetos e suas quantidades de carbonos, que pode ser verificado na Tabela 1.

Tabela 1 – Composição química de um tipo de gasolina brasileira em (% mol)

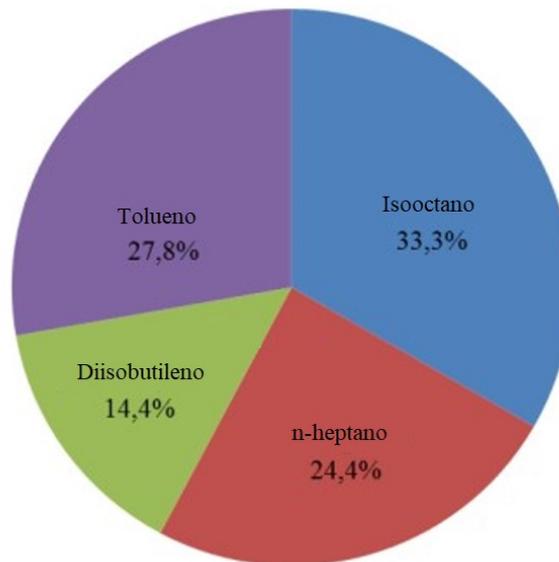
	Substâncias saturadas		Substâncias insaturadas		
	n-parafinas	iso-parafinas	naftenos	olefinas	aromáticas
	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
C4	1.07	***	***	0.04	***
C5	5.07	5.10	0.65	0.06	***
C6	5.10	6.50	4.30	10.50	0.51
C7	4.40	5.20	7.20	***	16.60
C8	5.20	16.65	3.15	0.01	0.41
C9	0.12	0.60	0.30	0.07	***
C10	***	***	***	***	***
C11	***	***	***	***	***
Total	21.0	34.2	14.6	10.7	17.5

Fonte: Adaptado de Catuluña e Silva (2006).

Quando se observa as proporções dos diferentes hidrocarbonetos (quanto ao número de carbono) para cada grupo, nota-se que existe uma certa predominância de poucos elementos em cada grupo, como é o exemplo dos hexanos (C6) no grupo das Olefinas. Unindo a maior disponibilidade de modelos cinéticos químicos detalhados de oxidação de hidrocarbonetos isolados e a predominância de poucos elementos na gasolina, a sua representação por meio de elementos substitutos representativos que possuem características muito próximas torna-se conveniente.

Seguindo a lógica anterior Cancino et al. (2011) propôs um substituto representativo da gasolina contendo cinco componentes ou quinária como o autor denominou, contendo em volume percentual 10% de etanol, 30% iso-octano, 22% n-heptano, 13% di-isobutileno e 25% tolueno, sendo os quatro últimos componentes representativos da gasolina também utilizados nos estudos de *Ignition Delay Time* (IDT) por Fikri et al. (2008). Neste estudo, será realizada a caracterização de somente uma mistura sem a adição de etanol, e conforme Silva Junior (2016) realizou em seu estudo, a mistura manteve as proporções de cada um dos componentes excluindo etanol. Resultando as proporções demonstradas na Figura 9.

Figura 9 – Proporção dos componentes da amostra de combustível sem etanol



Fonte: Silva Junior (2016, p. 57).

2.2.2. Etanol

Na introdução foi apresentado um breve histórico da regulamentação do percentual de etanol da gasolina no Brasil, de modo que, a gasolina tipo A deve apresentar 25% etanol em sua composição e a gasolina tipo C 27%. É importante ressaltar, que além dos dois combustíveis mencionados, o etanol hidratado também é oferecido nos postos de combustíveis nacionais, de modo que o consumidor tem a possibilidade de ter em seu tanque de 25% a aproximadamente 100% de etanol na composição volumétrica de combustível. Nos anexos A é demonstrado um ranking dos maiores consumidores de etanol em todo o mundo com dados de 2018 fornecidos por Knoema (2021). No topo do ranking encontra-se os Estados Unidos da América (EUA), com consumo declarado em 2018 de cerca de 940 mil galões por mês. Nos EUA, três tipos de misturas gasolina/etanol são oferecidas, sendo ela E10/E15/E85 (EERE, 2021).

2.2.2. Misturas de etanol com substitutos da gasolina

Respeitando as proporções demonstradas anteriormente na Figura 9, conforme estabelecido por Silva Junior (2016) em seu estudo, foram adicionados seis diferentes volumes

de etanol na mistura final. O portfólio de combustíveis a ser caracterizado é demonstrado na Tabela 2.

Tabela 2 – Composição química de um tipo de gasolina brasileira em (% mol)

Sample	Etanol (%)	Isooctano (%)	n-heptano (%)	Diisobutileno (%)	Tolueno (%)
E0	0	33.3	24.4	14.4	27.8
E10	10	30.0	22.0	13.0	25.0
E20	20	26.7	19.6	11.6	22.2
E30	30	23.3	17.1	10.1	19.4
E50	50	16.7	12.2	7.2	13.9
E85	85	5.0	3.7	2.2	4.2
E100	100	0.0	0.0	0.0	0.0

Fonte: Adaptado de Silva Junior (2016, p. 58).

2.2.3. Características e parâmetros dos combustíveis

2.2.3.1. Razão estequiométrica ar-combustível

Turns (2013, p. 22) descreve: “A quantidade estequiométrica de oxidante é simplesmente a quantidade necessária para queimar completamente certa quantidade de combustível”. Desse modo, realizando o balanço atômico para a combustão completa de um combustível, assumindo a composição simplificado para o ar (21% de oxigênio e 79% de nitrogênio) por volume, a razão estequiométrica ar-combustível pode ser encontrada pela equação 2.9.

$$(A/F)_{esteq} = \frac{m_a}{m_F} \quad (2.9)$$

Onde:

- m_a – Massa de ar proveniente do balanço atômico;
- m_F – Massa de combustível proveniente do balanço atômico;

2.2.3.2. Poder Calorífico Inferior (PCI)

O Poder Calorífico Inferior (PCI) é um dado de entrada importante para o modelo numérico, tendo em vista que está relacionado com a energia liberada pelo combustível presentes nos cálculos de taxa de liberação de calor e fração de massa queimada de combustível por meio da pressão no cilindro informada. PCI tem mesmo valor numérico do calor de combustão Δh_c porém com sinal contrário representando o máximo de energia liberada considerando que toda a água permanece no estado vapor (TURNES, 2013).

Tabela 3 – Anuário estatístico para densidade e poder calorífico (valores médios para 2018)

Combustíveis	PCI (kcal/kg)	Densidade (t/m ³)
Etanol anidro	6750	0,79100
Etanol hidratado	6300	0,80900
Gasolina A	10400	0,74200
Gasolina C	9400	0,75425

Fonte: Adaptado de ANP (2021).

Como pode ser visto, a gasolina C possui o valor de PCI aproximadamente 40% maior do que o etanol anidro. Em se tratando de consumo específico prático em motores, a relação não é direta, tendo em vista que a resistência a detonação deve ser levada em consideração.

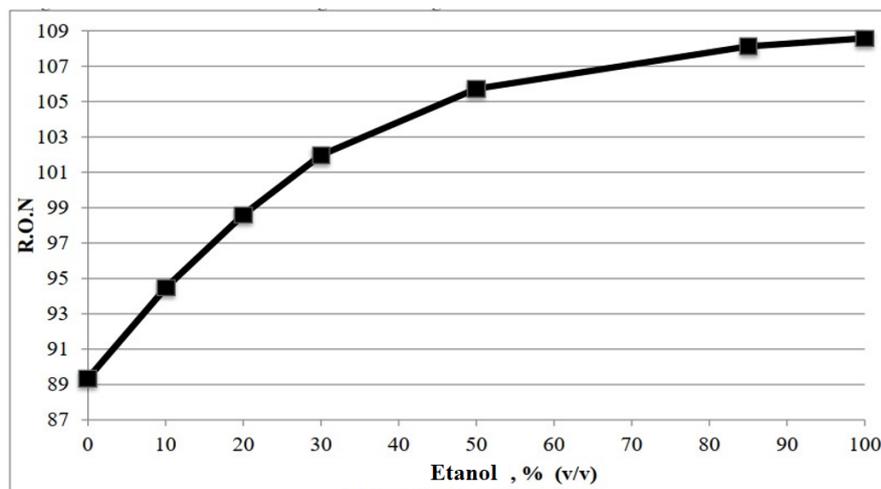
2.2.3.3. Resistência a detonação

Se torna importante definir previamente a anormalidade de combustão detonação, um dos tipos de autoignição que ocorre nos MCI. Em sua tradução *knock phenomena* se origina de um dos efeitos causados denominado como batida de pino ou *knock* que consiste no ruído audível transmitido a estrutura do motor quando a pré-ignição de uma significativa parcela de gases não queimados ocorre, ocasionando elevadíssimas pressões locais que se propagam ao longo da câmara de combustão com amplitude também bastante elevada (HEYWOOD, 2018). A detonação como um todo, apresenta sérios riscos a integridade estrutural do MCI.

A resistência de um combustível à ocorrência desta anormalidade pode ser indicada por meio de experimentos. Um destes experimentos é descrito na norma ASTM D299 descrita anteriormente, e tem como número indicador da resistência o *Research Octane Number* (RON),

este nome é adotado pois o motor utilizado neste experimento é o motor de pesquisa CFR. Em seu estudo, Silva Junior (2016) realizou a aferição do RON para cada mistura que será utilizada neste trabalho, vale ressaltar que o motor utilizado era adaptado para o estudo e possíveis variações de valor poderão existir em uma reprodução dos ensaios em um motor em sua condição padrão. A Figura 10 apresenta os resultados de RON em função do percentual de etanol utilizado nas misturas dos combustíveis.

Figura 10 – RON aferido para os combustíveis utilizados neste trabalho em função do percentual de etanol



Fonte: Silva Junior (2016, p. 82).

2.3. MODELAGEM DE MCI

Para realizar os cálculos dos fenômenos da combustão, diversos *softwares* e tipos de simulações podem ser adotados, como por exemplo as simulações unidimensionais, adotada neste trabalho, que resolvem o problema de maneira fenomenológicas, sem levar em conta algumas características tridimensionais como escoamentos turbilhonares (SOUZA, 2014).

2.3.1. Escoamento em dutos

O *software* adotado para a realização das simulações foi o AVL BOOST, considerando para o escoamento nos dutos os valores médios de velocidade, pressão e temperatura, sendo

estes resolvidos para o sistema equações de conservação de Euler conforme equação 2.10 (AVL, R2018b).

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial F(U)}{\partial x} = S(U) \quad (2.10)$$

Onde:

- U – Vetor de estado (velocidade e direção);
- F – Vetor de fluxo.

A perda de energia por atrito causado pelas paredes do tubo, são modelados em função do número de Reynolds, onde a viscosidade do gás varia somente em função da temperatura (AVL, R2018b).

2.3.2. Equações de conservação no cilindro

Em se tratando de equações de conservação no cilindro do motor, os cálculos do estado termodinâmico são baseados na primeira lei da termodinâmica conforme apresentado na equação 2.6, resultando na equação 2.11.

$$\begin{aligned} \frac{d(m_c u)}{d\theta} = & -p_c \frac{dV}{d\theta} + \frac{dQ_F}{d\theta} - \sum \frac{dQ_w}{d\theta} - h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\theta} \\ & + \sum \frac{dm_i}{d\theta} h_i - \sum \frac{dm_e}{d\theta} h - q_{evf} \frac{dm_{ev}}{dt} \end{aligned} \quad (2.11)$$

E a variação de massa no cilindro é calculada pela soma das massas que entram e saem do cilindro, equação 2.12.

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \sum \frac{dm_i}{d\theta} - \sum \frac{dm_e}{d\theta} - \frac{dm_{BB}}{d\theta} + \frac{dm_{ev}}{d\theta} \quad (2.12)$$

Onde:

- $\frac{d(m_c u)}{d\theta}$ – Mudança na energia interna do cilindro;
- $-p_c \frac{dV}{d\theta}$ – Trabalho do pistão;

- $\frac{dQ_F}{d\theta}$ – Calor liberado pelo combustível;
- $\sum \frac{dQ_w}{d\theta}$ – Perda de calor para as paredes;
- $h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\theta}$ – Fluxo de entalpia pelo *blow-by*;
- m_c – Massa no cilindro;
- u – Energia interna específica;
- p_c – Pressão no cilindro;
- V – Volume do cilindro;
- Q_F – Calor total do combustível;
- Q_w – Perda de energia paredes;
- h_{BB} – Entalpia de *blow-by*;
- $\frac{dm_{BB}}{d\theta}$ – Fluxo de massa de *blow-by*;
- dm_i – Massa entrando no cilindro;
- dm_e – Massa saindo do cilindro;
- h_i – Entalpia da massa que entra no cilindro;
- h_e – Entalpia da massa que sai do cilindro;
- q_{ev} – Calor de evaporação do combustível;
- f – Fração de calor de evaporação da carga dentro do cilindro;
- m_{ev} – Combustível evaporado.

Para a preparação da mistura fora do cilindro, algumas simplificações são assumidas, sendo elas, a mistura é homogênea no início da combustão, como consequência a razão (A/F) é constante durante a combustão além de pressão e temperatura serem consideradas as mesmas para a mistura queimada e não queimada apesar de possuírem diferentes composições (AVL, R2018b).

2.3.3. Ajuste dos coeficientes de Wiebe pelo método dos mínimos quadrados

Diversas funções analíticas estimando a taxa de queima para o processo de combustão em MCI foram estimadas por meio da lei da distribuição normal por uma variável contínua, a mais conhecida é a função de Wiebe, utilizada para prever a fração de gases queimados e taxa de liberação de calor. A aproximação realizada por Ivan Ivanovitch Wiebe se baseia na teoria

cinética de reação química e reação em cadeias (GHOJEL, 2010). A formulação de Wiebe é descrita pela documentação do *software* AVL BOOST por meio dos equacionamentos a seguir.

$$\frac{dx}{d\theta} = \frac{a}{\Delta\theta_c} (m + 1)y^m e^{-ay^{(m+1)}} \quad (2.13)$$

$$dx = \frac{dQ}{Q} \quad (2.14)$$

$$\dot{Q}_{R\theta} = \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_c} \quad (2.15)$$

Onde:

- Q – Calor total liberado pelo combustível;
- θ_0 – Início da combustão;
- $\Delta\theta_c$ – Duração da combustão;
- m – Coeficiente de forma;
- a – Coeficiente de Wiebe relacionado com a fração de massa de combustível queimada.

E para se obter a fração de combustível queimado ao longo do ciclo, a integral a partir do início da combustão é relacionado, conforme demonstrado na equação 2.16.

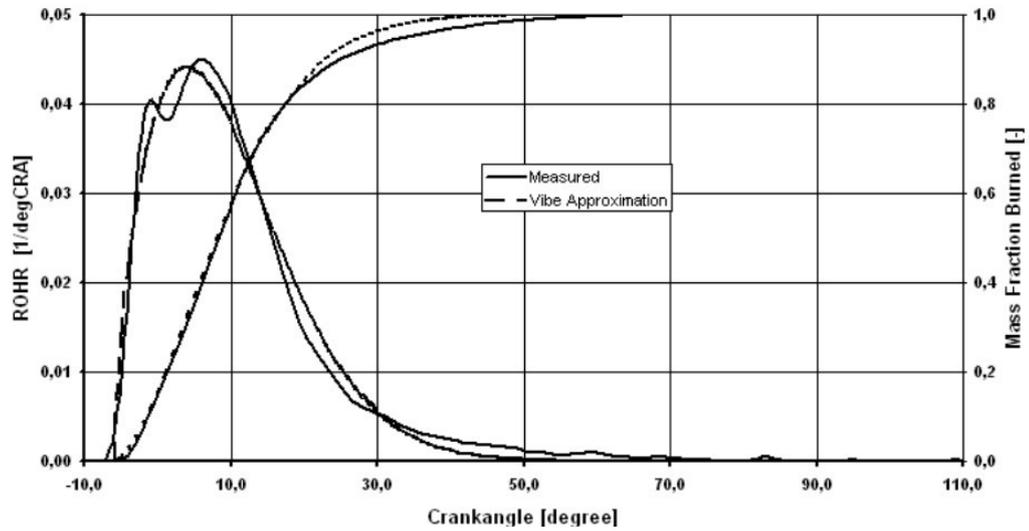
$$x = \int \frac{dx}{d\theta} d\theta = 1 - e^{-ay^{(m+1)}} \quad (2.16)$$

Onde:

- x – Fração de massa queimada.

Neste trabalho, os coeficientes a e m serão aproximados pelo método dos mínimos quadrados dos resultados obtidos da fração de massa queimado e taxa de liberação de calor dos cálculos utilizando as equações de conservação no cilindro, dados experimentais como a curva de pressão no cilindro tornam esse procedimento possível. Um da aproximação pode ser visto na Figura 11.

Figura 11 – Curvas de fração de massa queimada e taxa de liberação de calor aferidas e aproximadas pelo método dos mínimos quadrados¹



Fonte: Adaptado de AVL (R2018b).

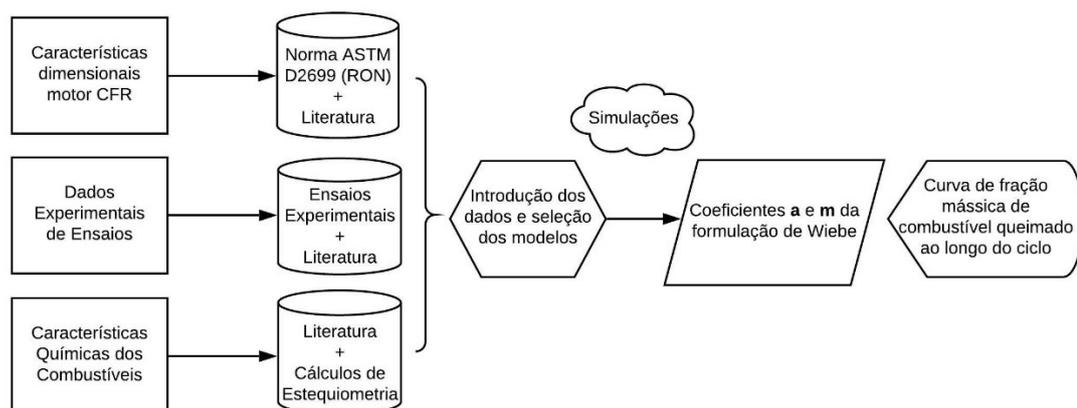
¹ Tradução: ROHR – Taxa de liberação de calor; Measured – Aferido; Wiebe Approximation – Aproximação por Wiebe; Mass Fraction Burned – Fração de massa queimada; Crankangle – Símbolo teta.

3. CONSTRUÇÃO DO MODELO 1D

Resgatando o objetivo principal, que está na caracterização do processo de combustão das diferentes misturas de combustíveis propostas por Cancino et al. (2011), as etapas deste trabalho serão detalhadas neste capítulo. Vale ressaltar que no ano de 2015, a UFSC obteve suas primeiras licenças do pacote de *softwares* de simulação AVL® em uma parceria para desenvolvimento de pesquisa em simulações no LABMCI, fato que possibilitou a utilização do AVL BOOST para a modelagem do motor de pesquisa CFR, além de acompanhar o recurso *Vibe Parameter Fitting* utilizado para realizar as aproximações do modelo de combustão quando se tem como dado de entrada a curva de pressão no cilindro coletadas nos ensaios experimentais.

Como fonte dos dados experimentais de entrada para modelo, foram utilizadas informações dos ensaios de obtenção do *Research Octane Number* (RON) para cada uma das misturas de combustível, tal ensaio é normatizado pelo órgão estadunidense *American Society for Testing and Materials* (ASTM) na norma D2699, e foram realizados em trabalho acadêmico de conclusão de curso por Silva Junior (2016). A Figura 12, busca ilustrar de maneira resumida o processo da obtenção dos resultados partindo das fontes dos dados, a etapa de simulações será detalhada em seguida.

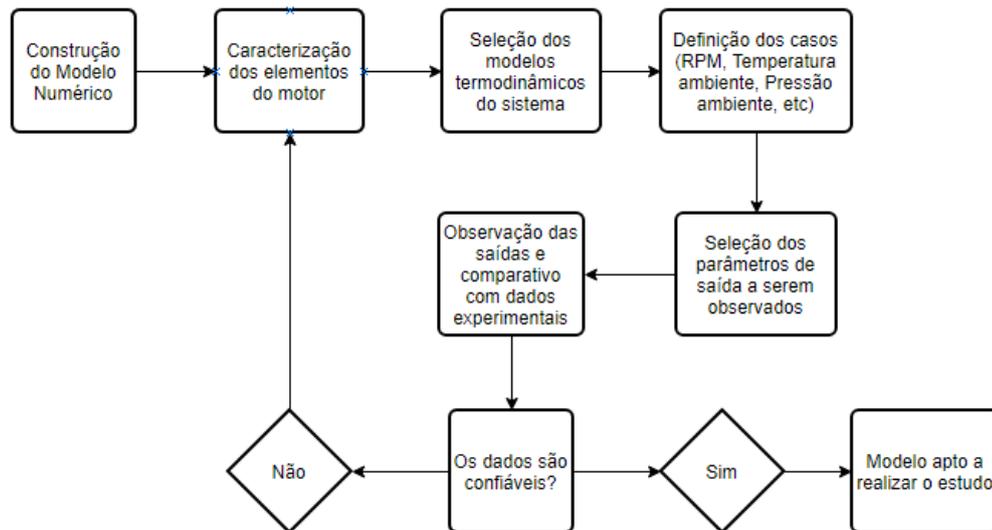
Figura 12 – Fluxograma representativo para modelagem numérica do motor



Fonte: Autor (2021).

A primeira etapa deste estudo, está na construção do modelo numérico representativo para o motor. É neste passo onde uma grande quantidade de parâmetros de entrada pré-estabelecidos encontra-se em uma única ferramenta, o *software* AVL Boost. A fim de esclarecer as etapas iniciais, a Figura 13 resume por meio de um fluxograma a ordem dos processos de validação do modelo representativo.

Figura 13 – Fluxograma do processo de construção e validação do modelo numérico do motor CFR

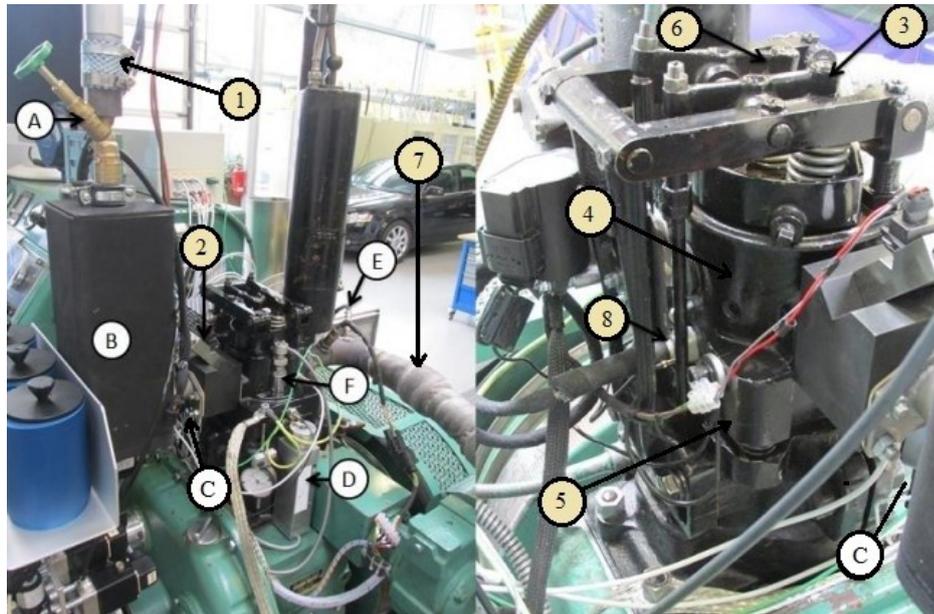


Fonte: Autor (2021).

3.1. SELEÇÃO DOS ELEMENTOS REPRESENTATIVOS

O modelo apto representa a ferramenta de análise para simular o processo de combustão. Por meio do *AVL Worskpace Graphical User Interface* iniciamos a seleção dos componentes que representam o motor físico. A imagem da Figura 14 demonstra de maneira geral os principais componentes por meio dos números e os instrumentos de medição por meio de letras, o significado de cada está na Tabela 4.

Figura 14 – Imagens do motor CFR preparado para os ensaios de obtenção do RON



Fonte: Adaptado de Silva Junior (2016, p. 65).

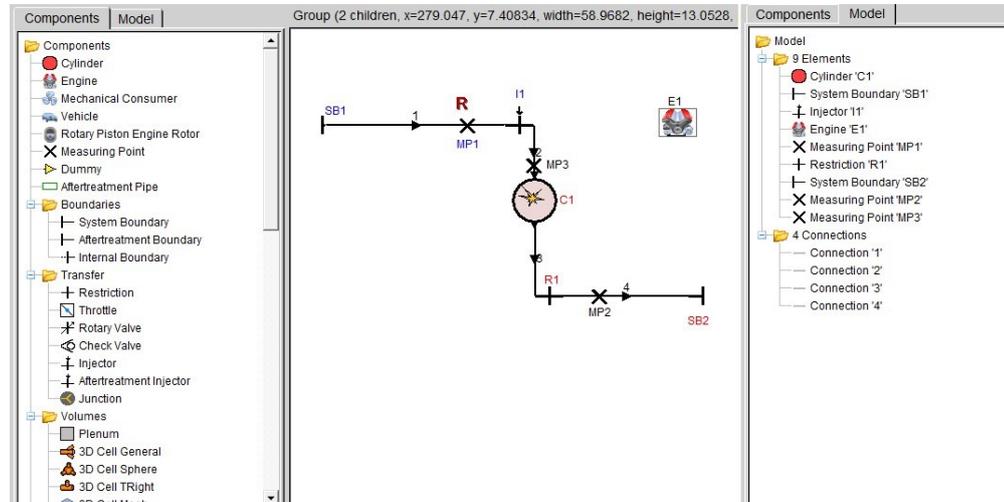
Tabela 4 – Significado dos números e letras da Figura 14

Componentes motor		Instrumentos de regulagem e medição	
Sistema de admissão	1	Regulador de pressão	A
Injetor de combustível	2	Aquecedor do ar de admissão	B
Válvula de admissão	3	Sensores MAF, temperatura e pressão	C
Cabeçote	4	Sensor de altura do cabeçote	D
Cilindro	5	Sensor de Oxigênio	E
Válvula de exaustão	6	Sensor de pressão do cilindro	F
Sistema de exaustão	7		
Vela de ignição	8		

Fonte: Autor (2021).

Cada elemento deve ser selecionado de uma árvore disponível para o usuário, permitindo a construção de diferentes configurações. O modelo resultando com os elementos selecionados pode ser visto na Figura 15.

Figura 15 – Árvore de componentes e modelo virtual do motor CFR adaptado para os ensaios



Fonte: Autor (2021).

Os elementos iniciados pela sigla “SB” representam as fronteiras dos sistemas de admissão e exaustão, os elementos enumerados por “1/2/3/4” representam os dutos de admissão e exaustão, as siglas iniciadas por “MP” representam os pontos de medição onde poderão ser analisadas diversas informações em resultados, o elemento “I1” é o bico injetor, “C1” o cilindro do motor, “E1” o elemento motor onde serão especificadas condições de operação com revolução por minuto e por fim “R1” representa uma restrição que neste caso teve como função realizar a conexão de dois dutos de exaustão. A seguir, as caracterizações de cada elemento quanto a parâmetros geométricos e modelos adotados serão detalhadas.

3.2. FRONTEIRAS

As fronteiras do sistema, são elementos utilizados para introduzir as condições de contorno, como pressão e temperatura. Neste trabalho duas fronteiras foram utilizadas, sendo “SB1” para fronteira de admissão e “SB2” para exaustão. A primeira, permitiu representar a localização dos instrumentos “C” tendo em vista que para esta posição as informações de pressão e temperatura para cada experimento foram aferidas, já para o fluxo mássico de ar que entra, foi realizado um ajuste da simulação por meio dos coeficientes de fluxo demonstrados. Para a segunda fronteira, que representa a saída dos gases de exaustão, condições do ambiente também aferidas foram utilizadas.

3.3. DUTOS DE ADMISSÃO E EXAUSTÃO

Em se tratando de escoamento em dutos, apesar de o *software* AVL BOOST permitir um link entre a simulação unidimensional e tridimensional, a primeira foi adotada tendo em vista que as condições de estado dos gases de admissão e exaustão foram coletadas no ensaio de cada mistura de combustível e serão utilizadas como dados de entrada para melhor aproximação dos resultados.

Para a modelagem o escoamento é considerado unidimensional, permanente e uniforme, sendo classificado como laminar ou turbulento em função do número de Reynolds determinado pela relação entre velocidade de escoamento, comprimento do duto e massa específica do fluido por viscosidade do fluido (PRITCHARD; LEYLEGIAN, 2011). Para os cálculos de conservação, o sistema de equações de conservação de Euler é utilizado, conforme detalhado no capítulo anterior. No escoamento laminar o coeficiente de atrito derivado da lei física de Hagen-Poiseuille para escoamentos em dutos de seção circular foi adotado, e valor para tal seguiu recomendação descrita no manual do *software* AVL BOOST versão 2018 (AVL, R2018b). A determinação do coeficiente de atrito para o escoamento turbulento, também seguiu recomendação do *software* relacionada com o material da parede de cada duto interpolando os valores presentes na Tabela 5 quando necessário.

Tabela 5 – Coeficiente de atrito para escoamento turbulento

Setor	Rugosidade (Rz)	Coeficiente de atrito ($\phi=30\text{mm}$)	Coeficiente de atrito ($\phi=60\text{mm}$)
Liga de aço	0,05	0,032	0,019
Ferro fundido	0,25	0,037	0,029

Fonte: Adaptado de AVL (R2018b).

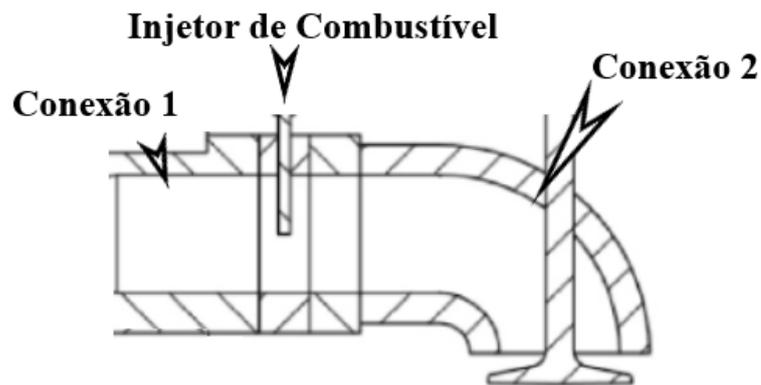
Nos dutos onde existe presença de combustível e produtos da combustão a razão A/F (*air/fuel*) é informada para que seja considerada a temperatura, também informada, do combustível. Para consideração da troca de calor entre fluido e parede dos dutos, a Analogia de Reynolds é utilizada pelo *software*, recomendada quando consideramos uma série de tubos com escoamento completamente desenvolvido como trocadores de calor, tendo a velocidade média do fluxo, tensão de cisalhamento, temperatura de parede e temperatura dos gases (WEB MIT, 2021). Os parâmetros fixos, como geometria e coeficientes de atrito relacionadas com o

material da parede dos dutos, serão detalhados para cada conexão da modelagem nos próximos tópicos.

3.3.1. Admissão

A Figura 16 ilustra as conexões utilizadas para representar o sistema de admissão, sendo a “Conexão 1” o duto que inicia no mesmo ponto onde temos as informações de temperatura e pressão aferidas nos ensaios. Logo após pode ser vista uma representação da localização do “Injetor 1” seguido na “Conexão 2” que direciona os gases de admissão para a válvula de admissão.

Figura 16 – Ilustração dos elementos e conexões do sistema de admissão



Fonte: Autor (2021).

A Figura 17 e a Figura 18, possuem formato semelhante de como são inseridas as informações na configuração de cada elemento. Os valores sinalizados como “Parâmetros Variáveis” serão informados no tópico relacionado com a declaração dos dados de ensaio. A temperatura de parede da “Conexão 1” foi aproximada a temperatura dos gases de admissão, levando em consideração o tempo do experimento para a estabilização das condições de ensaio.

Figura 17 – Dados de entrada para a “Conexão 1”

Conexão 1		
Dados	Valor	
Comprimento	40	mm
Diâmetro	30	mm
Raio de curvatura	-	mm
Coefficiente de atrito (Lâminar)	64	-
Coefficiente de atrito (Turbulento)	0.032	Liga
Transferência de calor nos dutos	Analogia de Reynolds	
Fator de ajuste transferência de calor	1	-
Temperatura de parede	52	°C
Inicialização		
Tipo	Local	
Pressão dos gases	Parâmetro Variável	bar
Temperatura dos gases	Parâmetro Variável	°C
Vapor de combustível	0	
Produtos de combustão	0	
Tipo de razão	A/F	
Valor da razão	1,000	

Fonte: Autor (2021).

Figura 18 – Dados de entrada para a “Conexão 2”

Conexão 2		
Dados	Valor	
Comprimento	60	mm
Diâmetro	30	mm
Raio de curvatura	38.179	mm
Coefficiente de atrito (Lâminar)	64	-
Coefficiente de atrito (Turbulento)	0.037	Fe
Transferência de calor nos dutos	Analogia de Reynolds	
Fator de ajuste transferência de calor	1	-
Temperatura de parede	Parâmetro Variável	°C
Inicialização		
Tipo	Local	
Pressão dos gases	Parâmetro Variável	bar
Temperatura dos gases	Parâmetro Variável	°C
Vapor de combustível	0.07692	
Produtos de combustão	0	
Tipo de razão	A/F	
Valor da razão	Parâmetro Variável	

Fonte: Autor (2021).

3.3.2. Exaustão

A “Conexão 3” que fica logo após a válvula de exaustão, possui geometria semelhante a “Conexão 2” com leve alteração do raio de curvatura do duto. A temperatura de parede da “Conexão 4” também precisou ser aproximada utilizando como dado referência modelo exemplo disponibilizado pela documentação do AVL BOOST. As Figuras 19 e 20 detalham os parâmetros de entrada para os elementos de exaustão.

Figura 19 – Dados de entrada para “Conexão 3”

Conexão 3		
Dados	Valores	
Comprimento	60	mm
Diâmetro	31.75	mm
Raio de curvatura	38.2	mm
Coefficiente de atrito (Lâminar)	64	-
Coefficiente de atrito (Turbulento)	0.037	Fe
Tranferência de calor nos dutos	Analogia de Reynolds	
Fator de ajuste transferência de calor	1	-
Temperatura de parede	Parâmetro Variável	°C
Inicialização		
Tipo	Local	
Pressão dos gases	1.04	bar
Temperatura dos gases	Parâmetro Variável	°C
Vapor de combustível	0	
Produtos de combustão	1	
Tipo de razão	A/F	
Valor da razão	Parâmetro Variável	

Fonte: Autor (2021).

Figura 20 – Dados de entrada para “Conexão 4”

Conexão 4		
Dados	Valor	
Comprimento	18.25	in
Diâmetro	31.75	mm
Raio de curvatura	-	mm
Coefficiente de atrito (Lâminar)	64	-
Coefficiente de atrito (Turbulento)	0.032	Liga
Transferência de calor nos dutos	Analogia de Reynolds	
Fator de ajuste transferência de calor	1	-
Temperatura de parede	226.85	oC
Inicialização		
Tipo	Local	
Pressão dos gases	Parâmetro Variável	bar
Temperatura dos gases	Parâmetro Variável	°C
Vapor de combustível	0	
Produtos de combustão	1	
Tipo de razão	A/F	
Valor da razão	Parâmetro Variável	

Fonte: Autor (2021).

3.4. BICO INJETOR DE COMBUSTÍVEL

A localização do injetor de combustível pode ser vista na Figura 16, deste modo, a modelagem do componente buscou uma representação da injeção indireta do motor CFR adaptado para os experimentos realizados. Com a informação da massa de ar admitida aferidas pelo *Mass Air Flow* (MAF), a razão de equivalência φ que pode ser obtida pelo sensor de oxigênio e a razão $(A/F)_{est}$ calculada por meio do equilíbrio químico para uma reação completa, foi possível determinar a razão ar-combustível injetada $(A/F)_{inj}$ para cada mistura.

Tabela 6 – Valores aferidos pelo sensor de oxigênio e sensor MAF

Combustível	φ	$(A/F)_{inj}$
E0	1,030	14,16
E10	1,025	13,97
E20	1,028	13,64
E30	1,024	13,37
E50	1,039	12,38

Combustível	φ	$(A/F)_{inj}$
E85	1,037	10,19
E100	1,045	8,56

Fonte: Autor (2021).

3.5. CILINDRO

O elemento cilindro do modelo reúne o maior número de informações a serem definidas, os principais parâmetros geométricos são especificados pela norma de ensaio ASTM D2699 para o ensaio de obtenção RON. A razão de compressão do motor é diferente para cada combustível ensaiado, decorrente do procedimento anteriormente descrito do ensaio para a obtenção do número de octanagem. Na Figura 21 podem ser vistos estes parâmetros.

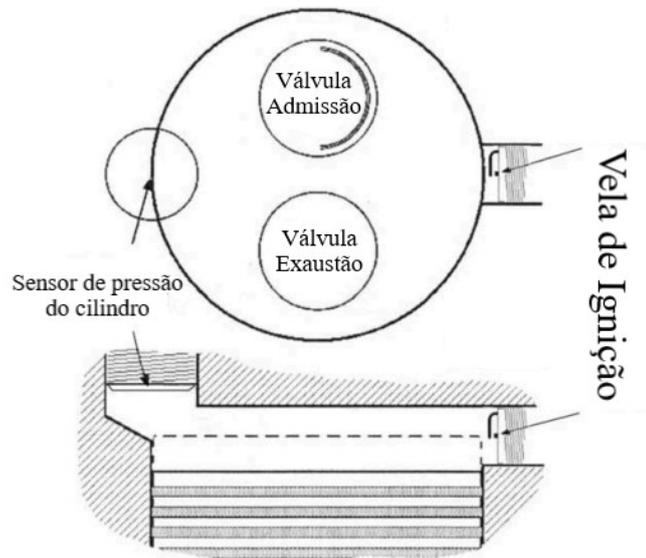
Figura 21 – Dados de entrada para o “Cilindro”

CILINDRO		
Dados	Valores	
Diâmetro	3.25	in
Curso do pistão	4.5	in
Razão de compressão	6.392258	4:1 to 18:1
Comprimento da biela	10	in
Pressão média do cárter	1	bar
Modelo de mistura	Perfeitamente misturada	

Fonte: Autor (2021).

O motor CFR de pesquisa apresenta somente um cilindro, uma válvula de admissão e uma válvula de exaustão. Para realizar a medição da pressão no cilindro, o sensor é inserido por meio de um orifício de acesso superior, já a vela de ignição acessa lateralmente a câmara de combustão.

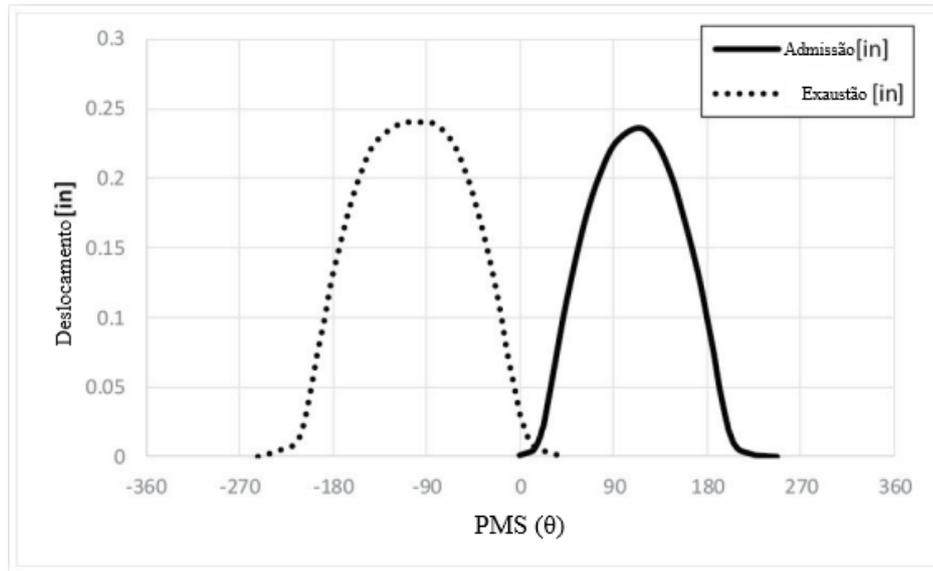
Figura 22 – Ilustração câmara de combustão do motor CFR e seus componentes



Fonte: Adaptado de Beccari, Pipitone e Genchi (2015, p. 724).

Além dos parâmetros geométricos principais, os diâmetros de válvula também necessitaram ser informados. No estudo Salih e DelVescoso (2018), também relacionado com a modelagem unidimensional do motor CFR, detalhou o diâmetro referência da válvula de admissão de 34,18 milímetros e para válvula de exaustão 34,45 e estes valores foram adotados para o model. Em seguida as curvas de levantamento de cada comando de válvula também foram inseridas, e apesar da norma ASTM D2699 demonstrar alguns pontos de referência, optou-se por utilizar curvas obtidas do estudo de Choi et al. (2018), demonstradas na Figura 23.

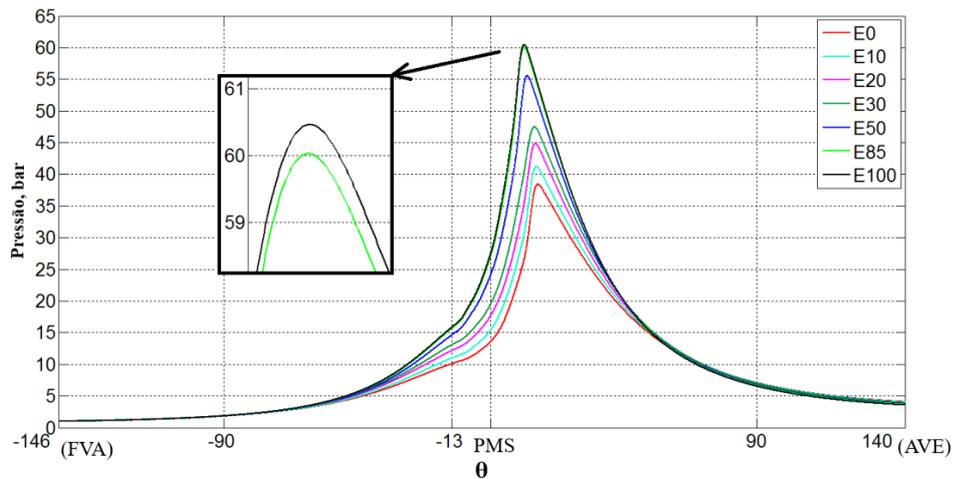
Figura 23 – Curvas de deslocamento da válvula de admissão e exaustão



Fonte: Adaptado de Choi et al. (2018, p. 3).

Por meio do volume deslocado, abertura das válvulas de admissão e exaustão e informação da vazão mássica de combustível que entra, as Equação 2.12. Para que o modelo resolva a Equação 2.11 e obtenha a fração de massa queimada de combustível a taxa de liberação de calor ou pressão no cilindro ao longo de θ deve ser informada, como nos ensaios a informação de pressão foi coletada para cada combustível ela servirá como parâmetro de entrada. Na configuração do modelo, foi selecionado a obtenção do calor liberado utilizando a curva de pressão do cilindro para modelo de única zona para gases perfeitamente misturados, de modo a obter uma média do estado termodinâmico para mistura variando ao longo do ciclo de combustão (HEYWOOD, 2018). As curvas de pressão no cilindro para cada combustível são demonstradas na Figura 24 em função o percentual de etanol de cada mistura.

Figura 24 – Curvas de pressão no cilindro para cada combustível

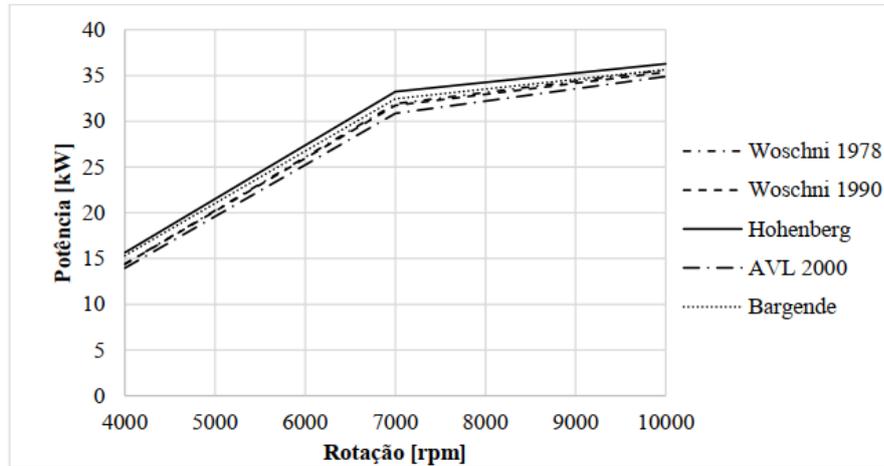


Fonte: Adaptado de Silva Junior (2016, p. 102).

Para que o *software* AVL BOOST inicie sua rotina de cálculo e tenha boa convergência de resultados, informações de inicialização devem ser informadas no momento da abertura da válvula de exaustão (AVE), a pressão pode ser obtida pelas curvas demonstradas e a temperatura utilizou recomendação do *software* de um exemplo com características semelhantes ao motor CFR.

Já para a representação da transferência de calor no interior do cilindro, são disponibilizados oito modelos, dentre eles AVL 2000, Woschini 1978 e Woschini 1990. Pastorelli (2015), em seu estudo, comparou os diferentes analisando o impacto na potência disponível final para a modelagem utilizando o mesmo *software* AVL BOOST de um motor monocilíndrico de dimensões próximas ao motor CFR, concluindo que o modelo Woschini 1990 possui predição intermediária além de ser a versão mais recente do autor. A mesma seleção foi utilizada neste trabalho, a Figura 25 demonstra o estudo comparativo.

Figura 25 – Análise dos modelos de transferência de calor disponíveis no AVL BOOST



Fonte: Pastorelli (2015, p. 40).

Selecionado o modelo, a área de superfície de cada parte da câmara de combustão foi calculada para ser informada ao modelo, a temperatura do cabeçote aferida foi inserida, e para o cilindro e pistão valores adotados de modelo disponibilizado pelo AVL BOOST para motor com características semelhantes, foi adotado.

Figura 26 – Áreas de superfície e temperatura de parede para elementos da câmara de combustão

Tranferência de Calor		
Cilindro	Woschini 1990	-
Pistão - Área de superfície	8.30	in ²
Pistão - Temperatura de parede	246.85	°C
Cabeçote - Área de superfície	9.125	in ²
Cabeçote - Temperatura de parede	99.970	°C
Cilindro - Piston PMS - Área de superfície	4.81	mm ²
Cilindro - Piston PMS - Temperatura de parede	246.85	°C
Cilindro - Pistão em PMI - Temperatura de parede	146.85	°C

Fonte: Autor (2021).

Para o procedimento de obtenção dos valores de performance do motor, vale ressaltar será identificado somente a potência média efetiva indicada, motivada pela falta de dados relacionais com o atrito ou eficiência mecânica. Heywood (2018), ressalta que para obtenção de valores relacionados com a potência de atrito, somente ensaios específicos como teste de

Morse e motor diretamente operado por dinamômetros ativo são capazes de gerar valores confiáveis para a modelagem das perdas mecânicas.

3.5. COMBUSTÍVEIS

No tópico de definição da taxa de liberação de calor pelo combustível o termo δQ_r foi apresentado na Equação 2.6 e também incluído nos cálculos de fração de massa queimada. Para o cálculo da energia química liberada, provinda da reação da combustão completa do combustível, necessitamos no valor de PCI para cada um deles. Foi realizada uma rotina de cálculos para determinar o equilíbrio da reação incluindo as proporções em volume de cada elemento químico presente na reação, podendo desta forma calcular a massa molecular de cada espécie química presente na reação e com os valores conhecidos de PCI para cada uma destas e determinar o valor final para o combustível. Além disso, a mesma rotina demonstrada na Figura 26, que inclui o cálculo da massa de ar e combustível, possibilitou a obtenção dos valores de $(A/F)_{esteq}$ para cada combustível.

Figura 27 – Rotina de cálculos para o combustível E0

Características do combustível									
Nome	Fórmula	%Volume	Massa Molecular	Carbono	Hidrogênio	Oxigênio	PCI(kJ/kg)	Densidade (g/cm ³)	
Etanol	C2H5OH	0.00	46.06	2	6	1	28261	0.789	kg/L
Isooctano	C8H18	0.33	114.23	8	18	0	44791	0.692	kg/L
n-heptano	C7H16	0.24	100.20	7	16	0	44926	0.684	kg/L
Diisobutileno	C8H16	0.14	112.21	8	16	0	44560	0.716	kg/L
Tolueno	C7H8	0.28	92.13	7	8	0	40930	0.866	kg/L
Ar	a(O2 3.76N2) -		28.85	0	0	2a -			
Poder Calorífico Inferior combustível			43535.20	kJ/kg	Peso 1L Comb	0.741184	kg		
Peso Molecular do combustível			104.26	g/mol					
Átomos de Carbono		7.47	a	11.08		(A/F)esteq	14.5897		
Átomos de Oxigênio		0.00	b	7.47		(A/F)injet	14.1603		
Átomos de Hidrogênio		14.43	c	7.21		$\dot{m}F$	0.039043757	g/cycle	
						$\dot{m}A$	0.55286956	g/cycle	
						$\dot{m}Fest$	0.03789447	g/cycle	

Fonte: Autor (2021).

Os valores de PCI do combustível, relação $(A/F)_{esteq}$, vazão mássica de ar e combustível utilizados no modelo, estão presentes na Tabela 7.

Tabela 7 – Características do combustível e vazão mássica do coletor de admissão

Combustível	PCI (kJ/kg)	$(A/F)_{est}$	$\dot{m}_{combustível}$ (g/ciclo)	\dot{m}_{ar} (g/ciclo)
E0	43535,2	14,59	0,039	0,553
E10	41922,8	14,33	0,039	0,549
E20	40333,45	14,03	0,040	0,545
E30	38750,08	13,69	0,041	0,544
E50	35663,53	12,86	0,045	0,562
E85	30447,29	10,56	0,054	0,556
E100	28260,90	8,94	0,065	0,556

Fonte: Autor (2021).

4. SIMULAÇÕES

4.1. INTRODUÇÃO DOS PARÂMETROS VARIÁVEIS

Em algumas partes do detalhamento da construção do modelo unidimensional do motor CFR, dados que variaram com a alteração do combustível ensaiado não haviam sido detalhados, sendo neste tópico demonstrado todos os parâmetros que foram variáveis segundo a norma ASTM D2699, combustível utilizado e condições de experimento como por exemplo, temperatura e pressão. Os parâmetros podem ser vistos na Tabela 8.

Tabela 8 – Parâmetros variáveis de entrada do modelo unidimensional

<i>Parâmetro</i>	<i>Combustível</i>							
	E0	E10	E20	E30	E50	E85	E100	
Razão de compressão	6,39	6,90	7,51	7,97	9,28	9,86	9,86	-
Temperatura ambiente	22,52	26,57	26,55	26,15	22,56	22,51	21,30	°C
Pressão ambiente	0,98	0,97	0,98	0,98	0,95	0,95	0,95	bar
Temperatura do ar na fronteira SB1	52,64	53,17	52,33	52,48	53,81	52,65	52,99	°C
Pressão do ar na fronteira SB1	0,98	0,97	0,98	0,98	0,95	0,95	0,95	bar
Temperatura do cabeçote	99,98	99,73	99,99	99,90	98,90	98,87	98,90	°C
Temperatura do combustível	41,84	43,01	43,50	42,24	40,44	38,88	38,34	°C
Temperatura dos gases "Conexão 3"	523,11	493,31	479,91	474,58	445,68	465,22	463,24	°C
Temperatura de parede "Conexão 3"	449,43	459,11	463,43	462,65	467,52	472,86	474,84	°C
Rotação do motor	596,69	598,23	596,74	597,69	597,84	597,19	597,31	rev/min
Intensidade de knock	98,15	99,00	97,48	84,44	96,94	97,86	95,24	%
Pressão máxima	39,64	42,45	46,23	48,88	57,30	61,80	61,99	bar

Fonte: Autor (2021).

4.2. DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DE OPERAÇÃO

A condição em que os combustíveis são ensaiados é definida pela norma de obtenção do número RON, e apesar de algumas informações serem inseridas como variáveis é a norma ASTM D2699 quem estabelece as seguintes condições:

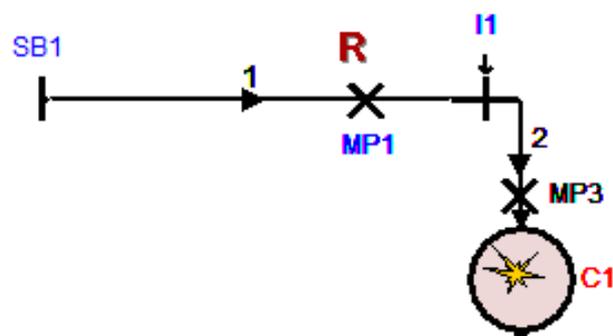
- Velocidade: 600 +/- 6 rev/min;
- Avanço de ignição: 13°;
- Temperatura dos gases de admissão: 52 +/- 1°C.

4.3. AJUSTE DO MODELO

Para garantir boa representativo do modelo e convergência dos resultados de fração de massa de combustível queimado e taxa de liberação de calor ao longo do ciclo, a quantidade de combustível inserida no sistema deve corresponder aos ensaios do motor físico. Conforme já mencionado, a quantidade de combustível adicionada pelo bico injetor se dá em função da razão $(A/F)_{inj}$, deste modo, a quantidade de ar injetada pelo sistema de admissão também deverá corresponder ao que foi aferido pelo sensor MAF.

A elemento bico injetor permite definir um ponto de referência para medição do fluxo de massa de ar que entra no coletor, deste modo o coeficiente de fluxo da fronteira “SB1” foi ajustado para que o fluxo de massa do ponto de referência correspondesse aos valores da Tabela 7. Na Figura 27 a fronteira e o “MP1” podem ser vistos.

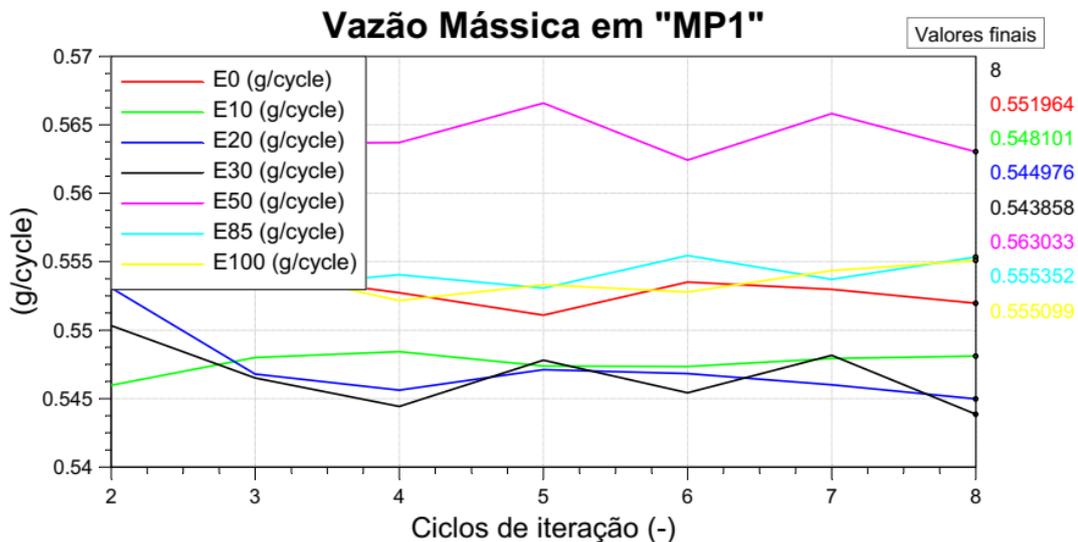
Figura 28 – Ilustração da fronteira “SB1” e ponto de referência “R”



5. RESULTADOS

Para obtenção dos resultados específicos para cada mistura de combustíveis com substitutos da gasolina e diferentes proporções de etanol, tornou-se necessária a criação de sete modelos com as mesmas características gerais do motor, com exceção da razão de compressão, e considerando as variações dos parâmetros para cada ensaio e combustível. Conforme já demonstrado, a informação da vazão de massa de ar que entra no sistema é de suma importância quando estamos considerando a injeção de combustível em função desta. Deste modo a modelagem do sistema de admissão buscou um refinamento a ponto de ter erros inferiores a 1% quando comparados com o que foi aferido nos ensaios. Na Figura 28 podemos ver a direita do gráfico os resultados das simulações para a vazão mássica em g/ciclo retirados no “MP1” e na Tabela 9 um comparativo dos resultados incluindo o erro da simulação em relação aos dados experimentais.

Figura 29 – Vazão mássica para cada mistura no “MP1”



Fonte: Autor (2021).

Tabela 9 – Comparativo da vazão mássica de ar obtida pelas simulações e ensaios

Combustível	erro (%)	Simulação \dot{m}_{ar} (g/ciclo)	Ensaio \dot{m}_{ar} (g/ciclo)
E0	0,164	0,552	0,553
E10	0,097	0,548	0,549

E20	0,003	0,545	0,545
E30	0,020	0,544	0,544
E50	0,139	0,563	0,562
E85	0,057	0,555	0,556
E100	0,175	0,555	0,556

Fonte: Autor (2021).

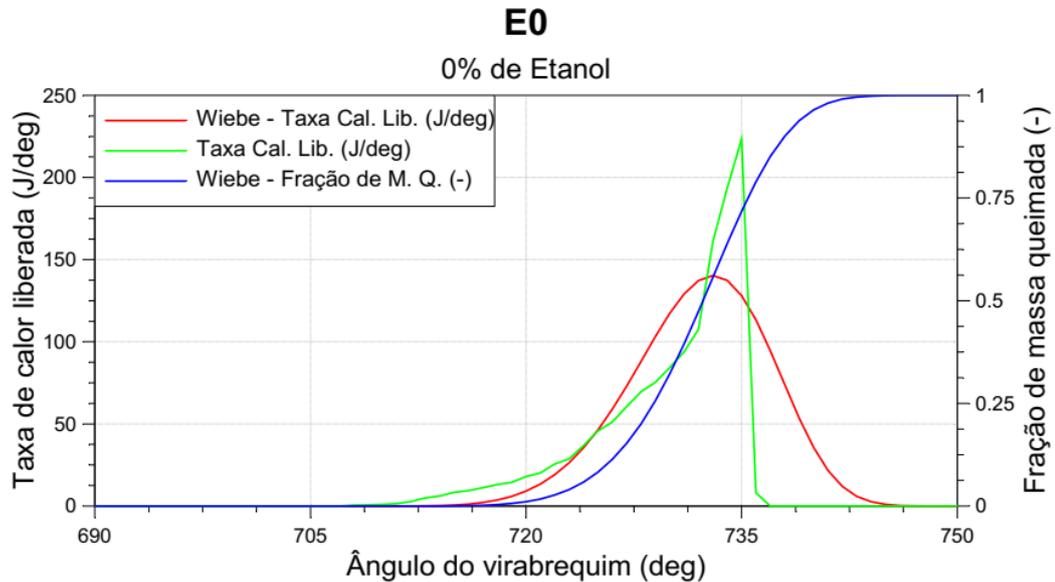
Nos próximos tópicos serão demonstradas as caracterizações da combustão para cada combustível levando em conta os conceitos estabelecidos na fundamentação anterior e por fim um comparativo dos resultados de cada mistura.

5.1 CARACTERIZAÇÕES DO PROCESSO DE COMBUSTÃO PARA CADA COMBUSTÍVEL

Para a simulação da mistura de combustíveis sem etanol e somente substitutos da gasolina, propostos com Cancino et. al (2011), foi calculada a taxa de liberação de calor por meio das equações 2.11 e 2.12. Em um segundo passo, o recurso *Wiebe parameter fitting* do *software* AVL Boost realizou sua aproximação por meio do enquadramento da curva calculada pelo método dos mínimos quadrados, assim obtendo tanto a curva de liberação de calor e curva de massa de combustível queimada quanto a formulação de Wiebe e seus coeficientes. Vale ressaltar que o coeficiente “a” utilizado para o *software* considera a combustão onde há 100% da queima do combustível, essa representação é realizada por meio do valor 6,9.

Os resultados para as curvas obtidas serão demonstrados nas próximas Figuras, de modo que no eixo vertical esquerdo temos representada a taxa de liberação de calor em Joules pelo deslocamento θ ao longo do ciclo, e na direita a fração de combustível queimado em cada posição θ .

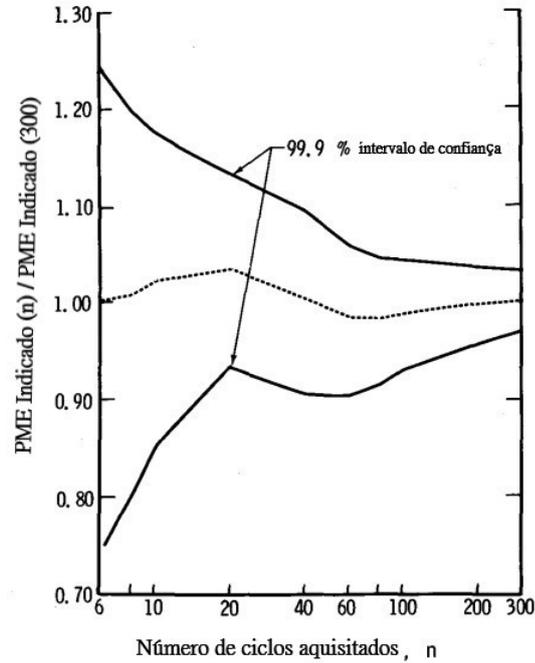
Figura 30 – Comparativo da taxa de liberação de calor e fração de massa queimada (E0)



Fonte: Autor (2021).

Assim como nos resultados apresentados para o combustível sem a presença de etanol, a aproximação de Wiebe de queima completa também foi utilizada para a simulação das outras misturas de combustível. O parâmetro de entrada que mais exerce influência sobre o valor de taxa de liberação de calor calculada pelo AVL BOOST é a pressão do cilindro. Segundo Lancaster et. al (1975), para se obter resultados de valor de IMEP com erros menores que 1% uma frequência de aquisição recomendada é de $0,2$ à $0,3^\circ$ de θ , porém outro parâmetro muito importante para se obter baixos erros é número de ciclos gravados, a Figura 31 demonstra essa relação. No estudo de Silva Junior (2016), a aquisição foi realizada com valores gravados a cada grau do ângulo do virabrequim do motor CFR, e foram gravados 600 ciclos de combustão para se obter as curvas médias de pressão. Para se obter resultados da curva da taxa de liberação de calor com maior precisão, de fato obter uma aquisição com maior número de dados no mesmo intervalo θ tem o peso importante, porém tal fato é parcialmente compensado pelo número de ciclos aquisitados onde os resultados médios possuem boa representatividade.

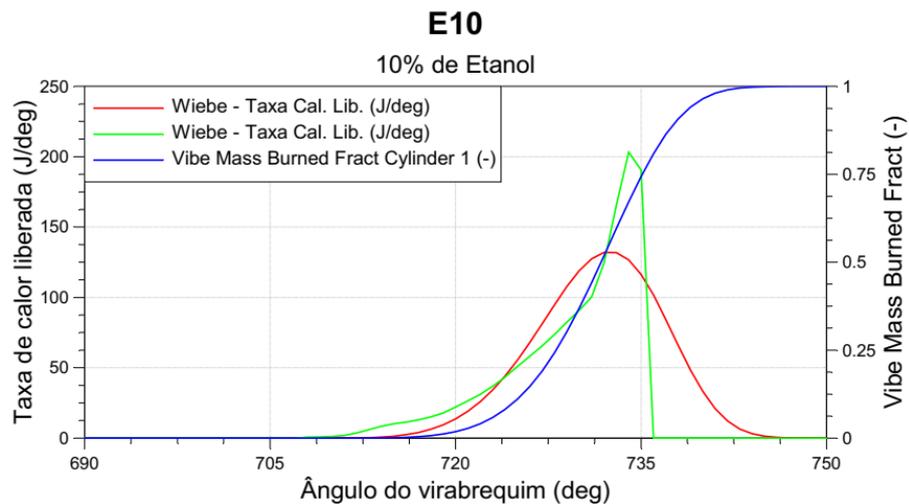
Figura 31 – Confiabilidade de resultado IMEP em função do número de ciclos aquisitados da curva de pressão no cilindro



Fonte: Adaptado de Lancaster et. al (1975, p. 158).

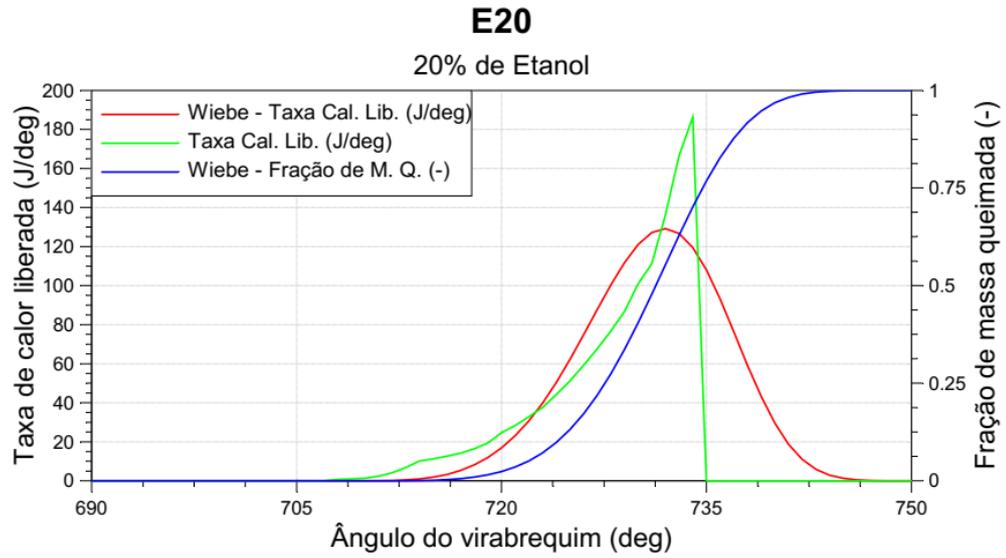
As próximas figuras apresentam as mesmas informações para todos os outros modelos dos combustíveis com presença de 10% à 100% de etanol na mistura.

Figura 32 – Comparativo da taxa de liberação de calor e fração de massa queimada (E10)



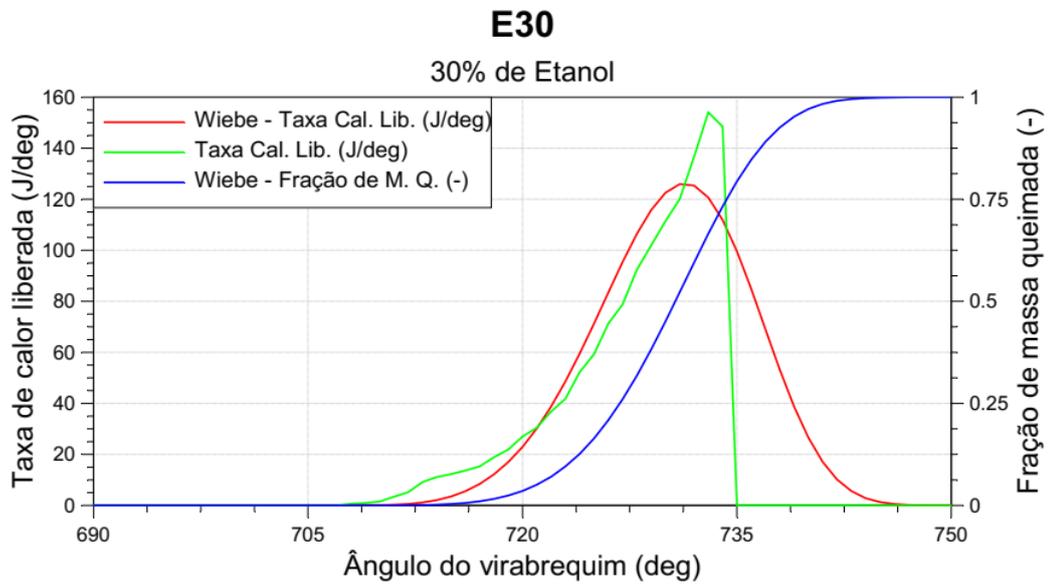
Fonte: Autor (2021).

Figura 33 – Comparativo da taxa de liberação de calor e fração de massa queimada (E20)



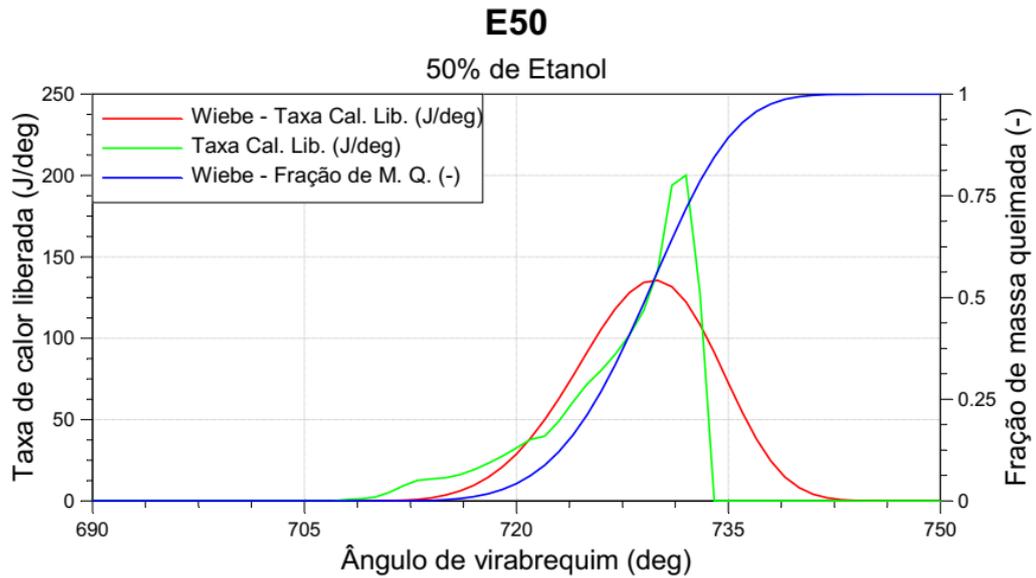
Fonte: Autor (2021).

Figura 34 – Comparativo da taxa de liberação de calor e fração de massa queimada (E30)



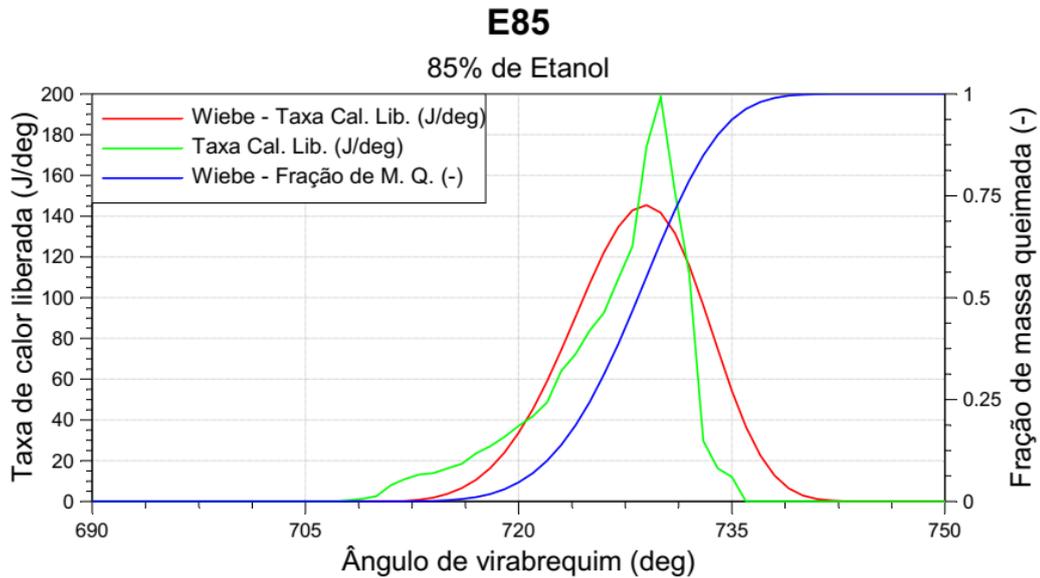
Fonte: Autor (2021).

Figura 35 – Comparativo da taxa de liberação de calor e fração de massa queimada (E50)



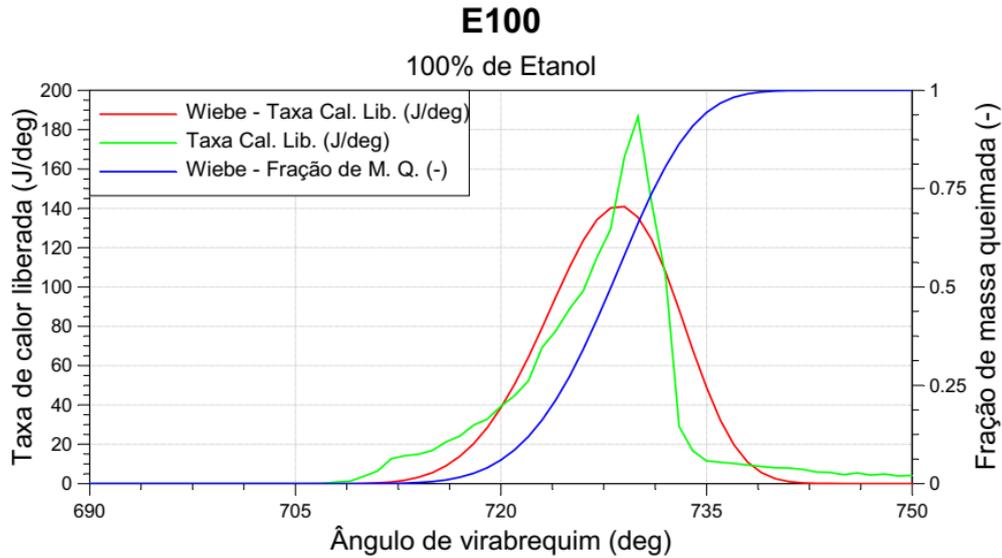
Fonte: Autor (2021).

Figura 36 – Comparativo da taxa de liberação de calor e fração de massa queimada (E85)



Fonte: Autor (2021).

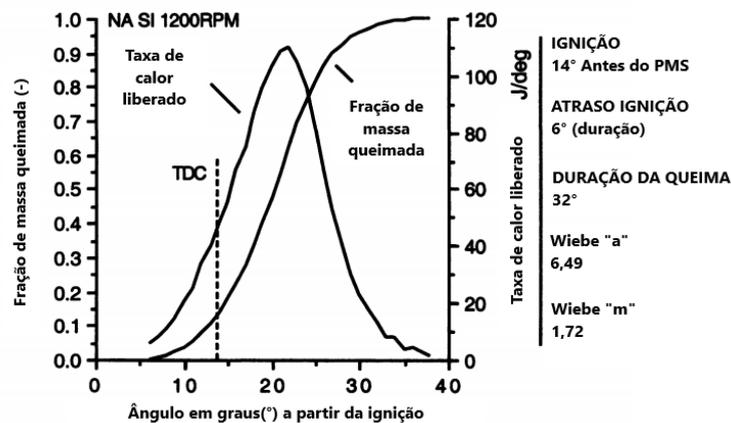
Figura 37 – Comparativo da taxa de liberação de calor e fração de massa queimada (E100)



Fonte: Autor (2021).

Na literatura de Blair (1999), ensaios empíricos realizados com motores de diferentes características voltados ao auxílio da modelagem de MCI são apresentados ao longo do texto, e o tópico de aproximação das curvas demonstradas acima por meio do mesmo método também é exemplificado nesta literatura. A Figura 38 ilustra o resultado da modelagem da combustão de um MCI de ignição por centelha a baixa RPM com valores de grandezas próximas aos obtidos anteriormente.

Figura 38 – Caracterização da combustão de um MCI pelo método de Wiebe



Fonte: Adaptado de Blair (1999, p. 440).

5.2. COMPARATIVO DOS RESULTADOS

Para a realização do comparativo, a Tabela 10 demonstra de maneira resumida informações obtidas da curva de fração de massa queimada e os coeficientes de forma “m” e o coeficiente “a” relacionado com a fração de massa de combustível queimada, obtidos pela aproximação de Wiebe. A evolução da combustão é demonstrada de três maneiras nesta ordem, desenvolvimento da combustão partindo da ignição até a queima de 10% da massa do combustível $\Delta\theta_{0-10\%}$, combustão rápida considerada a partir do desenvolvimento até a queima de 90% da massa $\Delta\theta_{10-90\%}$ (BERETTA et al., 1983), e combustão completa considerando o intervalo da ignição até 100% da massa queimada $\Delta\theta_{0-100\%}$.

Tabela 10 – Valores característicos da combustão para cada combustível

Combustível	$\Delta\theta_{0-10\%}$	$\Delta\theta_{10-90\%}$	$\Delta\theta_{0-100\%}$	‘m’	‘a’
E0	12,6°	12,4°	35,14°	4,48	6,9
E10	11,6°	13,2°	36,59°	4,28	6,9
E20	11,1°	13,5°	36,53°	4,02	6,9
E30	10,2°	14,1°	37,78	3,92	6,9
E50	9,4°	12,8°	33,7°	3,75	6,9
E85	9,0°	12,0°	31,57°	3,71	6,9
E100	8,4°	12,4°	32,80°	3,86	6,9

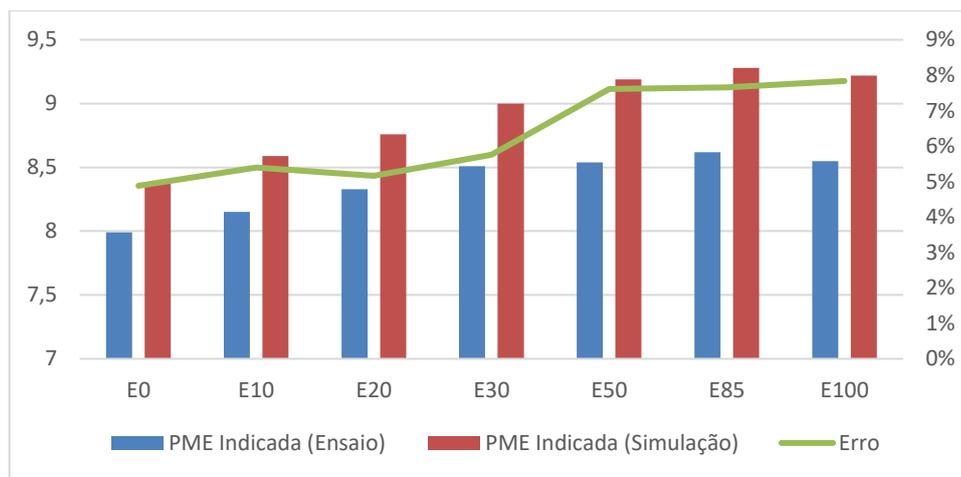
Fonte: Autor (2021).

Todas os ensaios foram realizados a uma mesma RPM, com mesmo deslocamento do pistão, eliminando grandes diferenciações na taxa da mistura de combustível, gases queimados e não queimados dentro da câmara da combustão. Apesar disso, dois parâmetros que exercem bastante influenciam na combustão foram alteradas, sendo eles, razão de compressão do motor, influenciando diretamente no rendimento térmico deste, e o PCI das diferentes misturas, diretamente relacionado com a capacidade que uma quantidade fixa de massa de combustível tem de gerar calor em sua reação de combustão. O impacto deste último foi apresentado na Tabela 7, onde para a mistura E100 foram adicionados cerca de 65% a mais de combustível em relação a E0.

Os ensaios para obter o número RON determinam o procedimento para que cada mistura dos experimentos encontre a condição limite de operação, ou seja, nos umbrais de detonação

para cada uma das misturas. Conforme foi demonstrado na Figura 10, o número de RON cresce na mesma medida que se aumenta o percentual de etanol presente na mistura, permitindo deste modo, aumentar o rendimento térmico do motor por meio da variação da razão de compressão do cilindro. O valor da potência média efetiva (PME) indicada também aumentam com elevação do etanol presente.

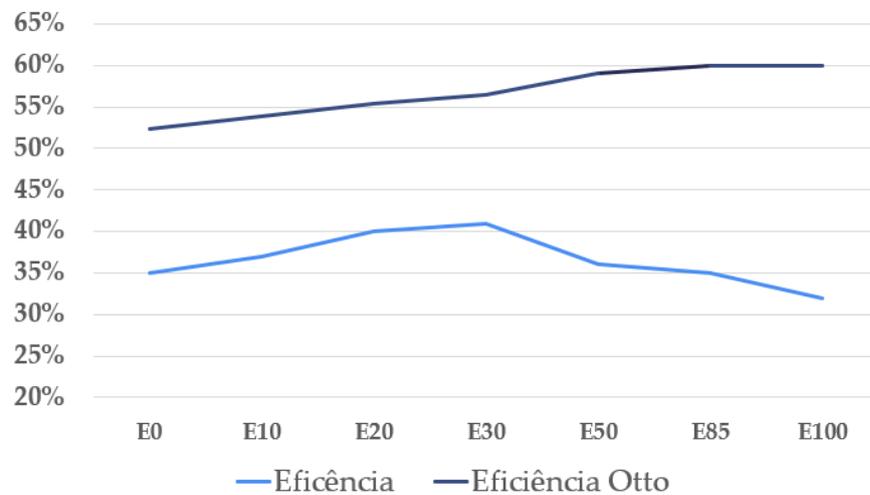
Figura 39 – Valor de PME Indicado e erros para experimento e modelo



Fonte: Autor (2021).

Além da tendência de elevação de PME indicado, na Figura 39 o erro do mesmo valor em relação ao ensaio é demonstrado, sendo o mínimo de 5% e o máximo de 8%. Levando em consideração as aproximações realizadas, o modelo unidimensional apresenta boa predição de resultados. De maneira absoluta o resultado demonstra que para o motor com mesmo deslocamento é possível se obter maior trabalho exercido sobre o pistão com maior percentual de etanol nas condições de ensaio, no entanto quando observado o rendimento térmico podemos observar na Figura 40 que a mesma tendência crescente com o percentual de etanol já não é mais observada. Na mesma figura, a curva para rendimento térmico teórico para o ciclo Otto considerando razão dos calores específicos igual à 1,4 foi demonstrada como referência comparativa.

Figura 40 – Curvas de rendimento térmico para o ciclo teórico Otto e simulada

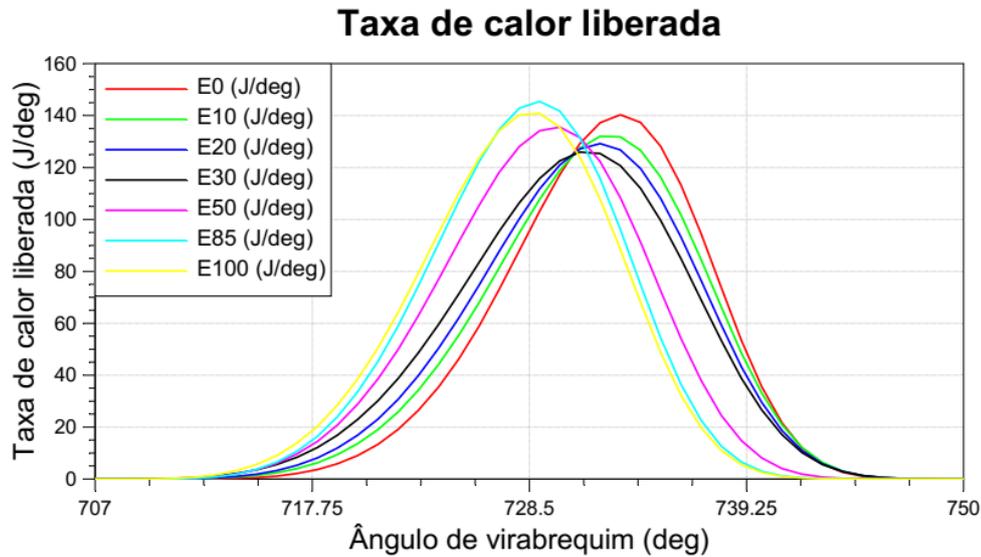


Fonte: Autor (2021).

Podem ser observadas duas diferenças principais entre a curva de rendimento térmico teórica e simulada, sendo a primeira o deslocamento no sentido da redução da eficiência esperada para todas as misturas, e a segunda a tendência não crescente com o aumento da razão de compressão e percentual de etanol na mistura do combustível. A perda de calor para as paredes, duração da combustão limitada, efeito *blow-by* além de ineficiências da combustão justificam em partes tanto a primeira diferença quanto a segunda (Smith et. al, 2014). Heywood (2018) também comenta em sua obra que apesar de o rendimento térmico aumentar com o aumento da razão de compressão geométrica, este possui um limite característico para cada projeto de motor e câmara de combustão. Neste estudo, a conclusão de impacto demonstrada pela curva de rendimento térmico, é que com a proposta de mistura E50 podemos alcançar eficiência térmica maior ou tão próxima quanto a mistura E0 quando os parâmetros do motor são ajustados a fim de otimizar o processo de combustão para cada mistura.

Por fim, um comparativo das curvas de taxa de liberação de calor e fração de massa queimadas são demonstrados na Figura 41 e Figura 42.

Figura 41 – Comparativo da taxa de liberação de calor dos combustíveis

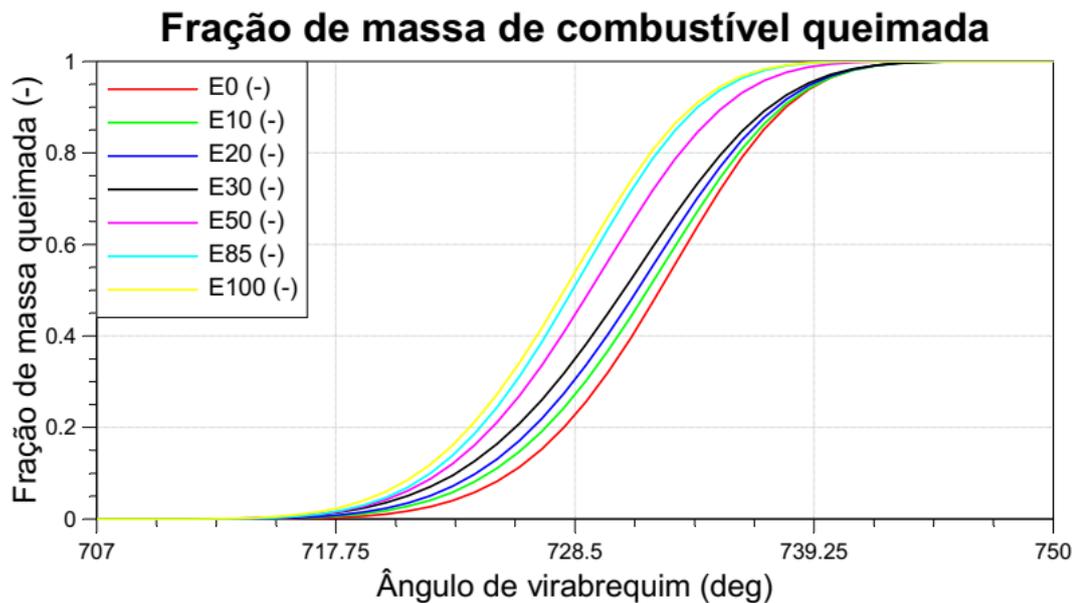


Fonte: Autor (2021).

No comparativo anterior pode ser destacado o deslocamento acentuado das curvas de taxa de liberação de calor, a favor do PMS para as misturas E50, E85 e E100, demonstrando liberação de calor mais rápida em relação aos combustíveis com menor percentual de etanol. O mesmo não seria possível fixando a razão de compressão do motor devido as características químicas do etanol, como menor PCI, maior ponto fulgor e menor volatilidade. Porém quando este é submetido a diferentes condições, seu potencial de geração de energia cresce consideravelmente.

Outra forma adotada para analisar a qualidade da combustão, é analisar o ângulo de virabrequim em que 50% da massa é queimada. Heywood (2018), comenta que para a maioria dos MCI o ângulo em que o motor apresenta o maior torque ao freio, popularmente denominado como *Maximum Brake Torque* (MBT) está entre 5° à 7° do virabrequim após o PMS. Considerando que os combustíveis foram submetidos a suas condições limites à um mesmo $(A/F)_{est}$, as curvas de E100, E85 e E50 novamente demonstram melhor qualidade e performance da combustão ao se aproximar do MBT.

Figura 42 – Comparativo da fração de massa de combustível queimada



Fonte: Autor (2021).

Já o combustível E30, pode ser aproximado ao que é disponibilizado como gasolina tipo C no Brasil (27% de Etanol), sendo o valor de PME indicado para este foi de 9,2 bar contra 9,0 da mistura E50, e quando tratamos da razão de compressão salta de 7,97 (E30) para 9,28 (E50). Ou seja, apesar de existir a necessidade de se injetar maior quantidade de combustível na mistura devido ao baixo PCI do etanol em relação a gasolina, a maior octanagem do etanol permite alcançar maiores rendimentos devido a alteração da razão da compressão. A não linearidade dos parâmetros de caracterização da combustão e combustível, pode ser observada em alguns resultados como o número de RON e PME alcançados, deste modo, elevar o mínimo percentual de gasolina tipo C dos atuais 27% para 50% poderia permitir novos projetos de MCI voltados a operar com maior rendimento térmico. Tal fator poderia colaborar também com as questões ambientais relacionadas à redução de emissões, tendo em vista a maior parcela de etanol, sendo este considerado como biocombustíveis quando observado o ciclo de carbono do mesmo.

A proposta E50 pode ser vista também como uma boa relação entre retorno e impacto na matriz de fornecimento do combustível quando consideramos notório crescimento de seu consumo, de modo que toda a cadeia de produção é impactada. Servindo de suporte para esta análise, a Associação Brasileira de Engenharia Automotiva (AEA) realizou recente estudo levantando diferentes alternativas em prol da eficiência energética sustentável. Quando a

solução de se elevar o percentual de etanol na gasolina como alternativa sustentável ao lado de outras soluções, como eletrificação, o impacto em investimento da sociedade por veículo como tendência na previsão dos próximos anos, apresentou forte argumento para ser implementada. A Figura 43 demonstra de maneira gráfica tal asserção.

Figura 43 – Projeção de tendência de investimento por veículo para diferentes alternativas sustentáveis

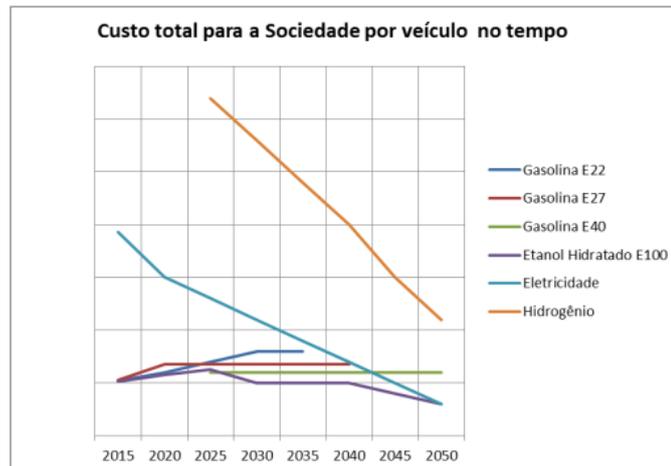
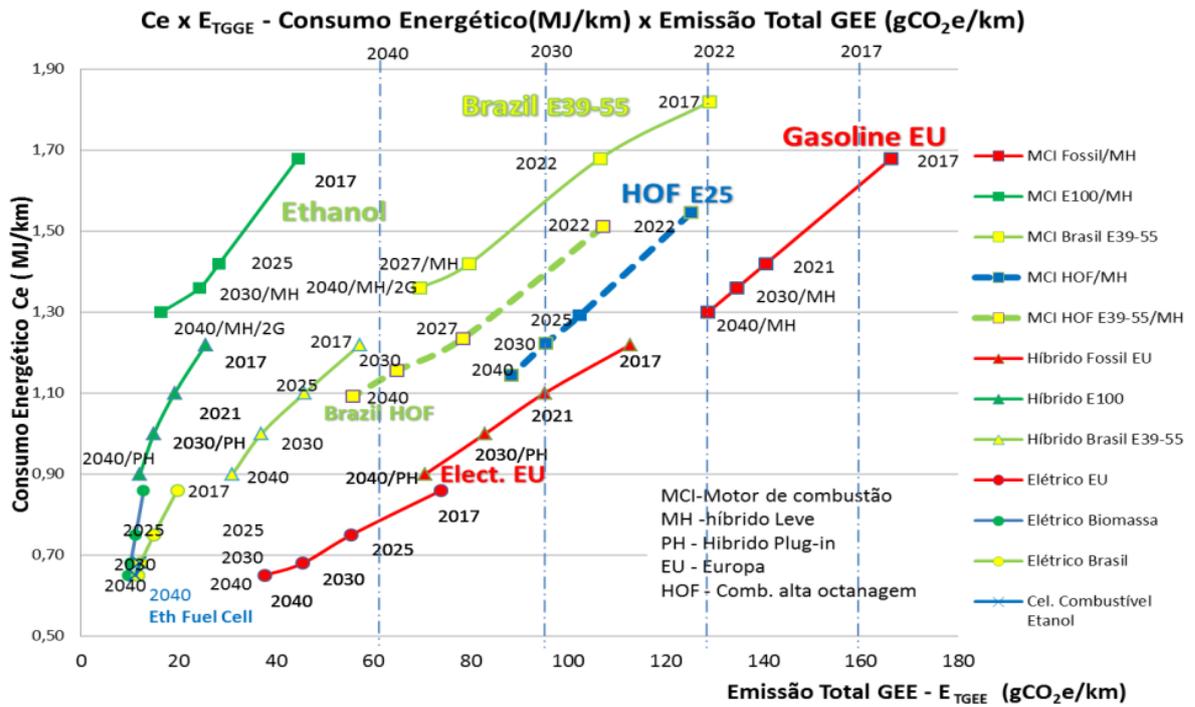


Figura 8 - Exemplo genérico de análise de custo total para a sociedade.

Fonte: AEA (2017, p. 15).

No mesmo estudo, AEA realizou outro comparativo relacionando consumo energético e emissão total de dióxido de carbono por km rodado para diferentes alternativas para o cenário atual e futuro ao longo dos próximos 20 anos. A proposta E50 analisada, pode ser relacionada com duas curvas da Figura 44, uma na versão de MCI convencionais (MCI Brasil E39-E55) e outra na versão híbrido leve (MCI HOF E39-44/MH).

Figura 44 – Curva de consumo energético e emissão de gCO2 por quilômetro rodado para diferentes fontes energéticas



Fonte: AEA (2017, p. 7).

6. CONCLUSÃO

O presente trabalho caracterizou o processo de combustão para diferentes misturas de substitutos representativos da gasolina e etanol para o ensaio RON em condições no umbral da detonação por meio de modelo numérico unidimensional realizado utilizando *software* AVL BOOST.

Por se tratar de uma modelagem complexa envolvendo uma série de dados de entrada do motor CFR dos ensaios experimentais, algumas aproximações ao construir o modelo foram necessárias. Apesar disso, foi possível obter resultados com erros inferiores a 10% em parâmetros de performance como a PME indicada no cilindro, e menos de 1% na modelagem do sistema de admissão do veículo, atingindo dois dos objetivos específicos deste trabalho.

É importante ressaltar que antes da construção do modelo, foi realizado um estudo profundo da revisão da teoria utilizada em cada representação fenomenológica do MCI. Além disso, um estudo sobre a tendência nacional e mundial da utilização do etanol como fonte de combustível também foi realizada, apontando forte tendência da elevação de sua utilização devido a impactos ambientais e acordos tratados pela nação.

Após a caracterização de todos os combustíveis, se tornou possível a observação do destaque em qualidade de queima de três misturas principais, sendo elas, a mistura E100 com 100% de etanol, a mistura E85 com 85% de etanol e a mistura E50 com 50% de etanol presente. Vale ressaltar que os resultados obtidos por esses combustíveis se deveram ao fato de o motor ter como parâmetro variável a razão de compressão do motor, sempre ajustada para alcançar o limite operação do mesmo, característica do método RON utilizado. Unindo a atual tendência de aumento do percentual do etanol presente na gasolina brasileira, e a performance observada nas três misturas destacadas, estabelecer que a quantidade máxima de gasolina do tanque do consumidor como 50%, desde que ajustado o motor para melhor operação para esta mistura, poderia permitir o consumidor de ter melhor qualidade e rendimento da combustão de seu MCI. A afirmação anterior se torna clara quando compara a atual gama de combustíveis que os motores flex nacionais precisam estar aptos a operar, onde a possibilidade de mistura de etanol na gasolina no tanque do consumidor varia de 25% à 100%, de modo que o limite de detonação de combustíveis com percentual inferior de etanol se torna um fator limitante quando pensamos em otimização da razão de compressão dos motores.

Como recomendação de trabalhos futuros, o modelo adotado pode ser melhorado por meio de uma aquisição da curva de cilindro de pressão em intervalos menores de variação do ângulo virabrequim, podendo realizar melhor aproximação por meio do método dos mínimos

quadrados com referência a taxa de liberação de calor fortemente influenciada por esta pressão. Além disso, realizar outras simulações considerando o modelo de combustão de duas zonas, onde se considera a massa queimada e não queimada separadamente, pode trazer benefícios a predição do modelo. E por fim, com o modelo atual estabelecido, explorar ligeiras modificações nos parâmetros geométricos do motor e analisar seus impactos em rendimento e performance poderão ser um ótimo caso de estudo e compreensão deste motor CFR adaptado.

REFERÊNCIAS

- Associação Brasileira de Engenharia Automotiva. **Eficiência Energética Sustentável**, 2017. Disponível em: <https://www.automotivebusiness.com.br/noticia/25546/aea-propoe-eficiencia-energetica-sustentavel-com-etanol> Acesso em: 22 mar. 2021.
- ANP. Anuário 2019. Fatores de conversão, densidades e poderes caloríficos inferiores. ANP, 2019. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/arquivos/central-conteudos/anuario-estatistico/2019/anuario-2019-fatores-de-conversao.pdf>. Acesso em: 20 mar. 2021.
- ASTM. **Designation: D2699 – 18**. Standard Test Method for Research Octane Number of Spark-Ignition Engine Fuel. ASTM Internacional IP, 2018.
- AVL. **BOOST Users Guide**. Graz, Austria, R2018b.
- BADRA, Jihad A. et al. A methodology to relate octane numbers of binary and ternary nheptane, iso-octane and toluene mixtures with simulated ignition delay times. **Fuel**, Elsevier, v. 160, n. 15, p. 458-469. ago. 2015.
- BECCARI, Stefano; PIPITONE, Emiliano; GENCHI, Giuseppe. **Calibration of a Knock Prediction Model for the Combustion of Gasoline-LPG Mixtures in Spark Ignition Engines**. Palermo: Department of Chemical, Management, Information and Mechanical Engineering, 2015.
- BERETTA, G. P., RASHIDI, M., and KECK, J. C. **Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines**. *Combust. Flame*, vol. 52, pp. 217–245, 1983.
- BLAIR, G. P. **Design and Simulation of Four-Stroke Engines**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1999.
- BRASIL. **Lei nº 13.033, de 24 de setembro de 2014**. Dispõe sobre a adição obrigatória de biodiesel ao óleo diesel comercializado com o consumidor final; altera as Leis nºs 9.478, de 6 de agosto de 1997, e 8.723, de 28 de outubro de 1993; revoga dispositivos da Lei nº 11.097, de 13 de janeiro de 2005; e dá outras providências. DF: Brasília [2014]. Disponível em: http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_ato2011-2014/2014/lei/113033.htm. Acesso em: 11 mar. 2021.
- BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. Volume 2. São Paulo: Blucher, 2012.
- CANCINO, Leonel Rincón. **Development and Application on Detailed Chemical Kinetics Mechanisms for Ethanol and Ethanol Containing Hydrocarbon Fuels**. 2009. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2009.
- CANCINO, L. R. et al. **Ignition delay times of ethanol-containing multi-component gasoline surrogates: Shock-tube experiments and detailed modeling**. *Fuel*. Elsevier, v. 90, n. 3, p. 1238-1244, mar. 2011.

CATALUÑA, R; SILVA, R. **Development of a device to valuate the effect of ethanol on the vapor pressure and vaporization enthalpy of fuel gasoline.** Quim. Nova, v. 29, n. 3, p. 580-585, 2006.

CHOI, S.; KOLODZIEJ, C. P.; HOTH, A.; WALLNER, T. **Development and Validation of a Three Pressure Analysis (TPA) GT-Power Model of the CFR F1/F2 Engine for Estimating Cylinder Conditions.** SAE Technical Paper, 2018.

DAIMLER. 3 April 1885: Gottlieb Daimler applies for a patent for his “grandfather clock” engine. **Daimler**, 2021. Disponível em: <https://media.daimler.com/marsMediaSite/en/instance/ko/3-April-1885-Gottlieb-Daimler-applies-for-a-patent-for-his-grandfather-clock-engine.xhtml?oid=9914656>. Acesso em: 18 mar. 2021.

DIRECT INDUSTRY. Waukesha CFR combination research & motor method octane rating unit. **Direct Industry**, 2021. Disponível em: <https://pdf.directindustry.com/pdf/ge-steam-turbines/waukesha-cfr-combination-research-motor-method-octane-rating-unit/116289-669041.html>. Acesso em: 9 abr. 2021.

EERE. Energy Efficiency & Renewable Energy. E85 (Flex Fuel). **Energy Efficiency & Renewable Energy**, 2021. Disponível em: https://afdc.energy.gov/fuels/ethanol_e85.html. Acesso em: 18 mar. 2021.

FERRARI, G. **Motori a Combustioni Interna.** Torino: Il Capitello, 1992.

FIKRI, M.; HERZLER, J.; STARKE, R.; SCHULZ, C.; ROTH, P.; KALGHATGI, G. T. Autoignition of Gasoline Surrogates Mixtures at Intermediate Temperatures and High Pressures. **Combust. Flame**, v. 152, p. 276–281, 2008.

GHOJEL, J. I. **Review of the development and applications of the Wiebe function: A tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research.** International Journal of Engine Research, v. 11, p. 297-312, jun., 2010.

GIBBS, Lew et al. **Motor Gasolines Technical Review.** San Ramon: Chevron Corporation, 2015.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals.** 1 ed. McGraw Hill Education, 1988.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals.** 2 ed. McGraw Hill Education, 2018.

KNOEMA. Consumo de Etanol. **Knoema**, 2021. Disponível em: <https://pt.knoema.com/atlas/topics/Energia/Renov%3%a1veis/Consumo-de-Etanol>. Acesso em: 24 mar. 2021.

LANCASTER, D. R., KREIGER, R. B., e LIENESCH, J. H.: **Measurement and Analysis of Engine Pressure Data.** SAE paper 750026, SAE Trans., vol. 84, 1975

PASTORELLI, Pedro Palma. **Análise numérica da implementação de um turbocompressor em motor monocilíndrico para competição fórmula SAE**. 2015. Monografia (Graduação em Engenharia Automotiva) – Centro de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2015.

PRITCHARD, Philip J.; LEYLEGIAN, John C. **Introduction to fluid mechanics**. 8 ed. Fox and McDonald's, 2011.

RAKOWSKI, Sebastian; ECKERT, Peter; WITT, Andreas. Engine Combustion. *In*: MERKER, Günter P.; SCHWARZ, Christian; TEICHMANN, Rudiger. **Combustion Engines Development: Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation**. Heidelberg: Springer, 2012. p. 119-167.

SILVA JUNIOR, Amauri da. **The octane numbers of ethanol-containing multi-component gasoline surrogates**. 2016. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Automotiva) – Undergraduate Program in Automotive Engineering, Mobility Engineering Department, Federal University of Santa Catarina, 2016.

SMITH, P.; HEYWOOD, J. B.; CHENG, W. **Effects of Compression Ratio on Spark-Ignited Engine Efficiency**. SAE Technical Paper, 2014.

SOUZA, Sandro Guimarães. **Desenvolvimento de uma câmara de combustão para um motor diesel ottorizado auxiliado por simulação 1D / 3D**. 2014. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2014.

URNS, Stephen R. **Introdução à Combustão: conceitos e aplicações**. 3 ed. McGraw Hill Education, 2013.

WEB MIT. 17.1 The Reynolds Analogy. **Web MIT**, 2021. Disponível em: <https://web.mit.edu/16.unified/www/FALL/thermodynamics/notes/node122.html>. Acesso em: 19 mar. 2021.

ANEXOS

ANEXO A – RANKING DE CONSUMO DE ETANOL NO MUNDO EM 2018

		2019	2018	2017	2016	2015	2014	2013	2012	2011	2010
1	United States	949.23	940.66	942.30	936.49	909.76	876.97	859.72	840.31	841.05	838.78
2	Brazil	547.56	512.49	440.49	451.51	496.22	415.04	369.74	320.35	332.41	381.90
3	China	75.72	62.69	52.49	58.66	58.43	51.27	50.53	49.18	44.17	42.56
4	Canada	55.14	53.74	54.14	48.46	53.23	52.68	49.39	43.03	37.07	24.31
5	India	41.36	27.57	11.63	19.13	11.80	6.03	6.58	5.26	6.29	0.86
6	Thailand	27.40	25.81	24.78	22.06	20.32	18.15	16.35	8.77	7.75	7.81
7	Germany	-	22.99	25.36	25.78	22.74	23.81	23.38	24.19	26.41	25.31
8	Argentina	18.27	18.34	18.56	15.68	13.85	11.43	8.19	4.10	2.84	2.03
9	France	-	17.91	16.43	14.55	13.21	12.63	12.07	12.33	13.19	13.37
10	Japan	13.61	14.30	13.99	12.84	10.73	8.68	7.20	6.29	6.17	6.35
11	United Kingdom	-	13.24	13.11	13.22	12.35	12.65	12.77	12.04	11.21	10.85
12	Colombia	12.15	11.53	8.01	7.88	8.00	7.38	7.00	6.50	5.88	5.19
13	Philippines	11.55	10.01	8.81	8.44	8.25	7.82	6.36	4.88	3.77	2.58
14	Poland	-	5.87	5.99	5.70	4.69	4.06	4.40	4.23	6.04	6.38
15	Paraguay	6.39	5.86	5.70	4.69	3.43	3.41	3.50	3.22	2.94	2.24
16	Netherlands	-	5.80	4.38	4.10	4.34	3.92	3.82	3.80	5.03	4.53
17	Spain	-	4.74	4.28	4.60	5.87	5.79	5.20	6.15	7.60	7.77
18	Australia	4.65	4.08	3.29	3.90	4.33	4.50	4.77	5.69	6.13	5.29
19	Sweden	-	3.94	3.14	3.73	4.29	5.11	5.55	6.33	6.83	6.86
20	Belgium	0.00	3.51	3.06	1.38	1.24	1.19	1.65	1.66	1.63	1.80

Fonte: Knoema (2021).