



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO – UFPE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

THIAGO LUIS COSTA CAVALCANTI NOVAES

**MODELO ZERO DIMENSIONAL E ESTUDO PARAMÉTRICO DE UM MOTOR
CICLO DIESEL OPERANDO COM MISTURAS DIESEL/BIODIESEL/VAPOR DE
ÁGUA**

Recife

2018

THIAGO LUIS COSTA CAVALCANTI NOVAES

**MODELO ZERO DIMENSIONAL E ESTUDO PARAMÉTRICO DE UM MOTOR
CICLO DIESEL OPERANDO COM MISTURAS DIESEL/BIODIESEL/VAPOR DE
ÁGUA**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.

Recife

2018

Catálogo na fonte
Bibliotecária: Rosineide Mesquita Gonçalves Luz / CRB4-1361 (BCTG)

N935m Novaes, Thiago Luis Costa Cavalcanti.
Modelo zero dimensional e estudo paramétrico de um motor ciclo diesel operando com misturas diesel/biodiesel/vapor de água / Thiago Luis Costa Cavalcanti Novaes. – Recife, 2018.
150f., il., figs., gráfs., tabs.

Orientador: Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero.
Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.
Programa de Pós-graduação Engenharia Mecânica, 2018.
Inclui Referências e Anexos.

1. Engenharia Mecânica. 2. Biodiesel. 3. Injeção de água. 4. Modelo zero dimensional. 5. Motor diesel. I. Guerrero, Jorge Recarte Henríquez (Orientador). II. Título.

THIAGO LUIS COSTA CAVALCANTI NOVAES

**MODELO ZERO DIMENSIONAL E ESTUDO PARAMÉTRICO DE UM MOTOR
CICLO DIESEL OPERANDO COM MISTURAS DIESEL/BIODIESEL/VAPOR DE
ÁGUA**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco, como requisito parcial para a obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 31/07/2018.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero (Orientador)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Alvaro Antonio Ochoa Villa (Examinador Interno)
Instituto Federal de Pernambuco

Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra (Examinador Interno)
Universidade Federal de Pernambuco

Prof. Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos (Examinador Externo)
Universidade Federal da Paraíba

Prof. Dr. Pedro André Carvalho Rosas (Examinador Externo)
Universidade Federal de Pernambuco

Dedico esse trabalho à minha família e à comunidade científica.

AGRADECIMENTOS

A DEUS, por estar sempre presente.

Aos meus pais, Rogério José Fragoso de Sousa e Carmen Odir Costa Cavalcanti por toda a educação, apoio e confiança.

À minha avó materna, Josefa Cledite Gomes da Costa por seus conselhos sempre norteadores, por investir e acreditar na educação.

À minha esposa, Liziane Alencar de Oliveira por sua companhia e compreensão durante o desenvolvimento da tese.

Ao meu tio, Ricardo Aurélio Fragoso de Sousa, por sua disponibilidade, receptividade, inteligência, organização e enorme auxílio no desenvolvimento do trabalho.

A toda minha família, por todo apoio durante essa jornada.

Ao Prof. Dr. Jorge Recarte Henríquez Guerrero, pela oportunidade, ensinamentos e confiança durante o período que estive ao seu lado no desenvolvimento desse trabalho.

Ao Prof. Dr. Pedro André Carvalho Rosas por aceitar o convite para compor a banca examinadora e por me atender com brevidade sempre que precisei.

Ao Prof. Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos por aceitar o convite para compor a banca examinadora e por me atender com brevidade sempre que precisei.

Ao Prof. Dr. José Carlos Charamba Dutra por aceitar o convite para compor a banca examinadora.

Ao amigo e Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima, por sua incondicional ajuda em todos os momentos. As suas explicações sempre esclarecedoras e a sua prontidão sempre que solicitei.

Ao amigo Alvaro Antonio Ochoa Villa, por sua enorme paciência, dedicação, preocupação e disponibilidade na construção desse trabalho. Sem a sua ajuda seria impossível.

Ao amigo Rodrigo Moura, por seu auxílio e disponibilidade.

Aos servidores da secretária do Programa de Pós-Graduação de Engenharia Mecânica da UFPE (PPGEM-UFPE), Jorge Oliveira, Luana Melo e aos estagiários que fizeram parte do quadro durante minha permanência no programa.

Ao INSTITUTO FEDERAL DA BAHIA pela concessão do afastamento para capacitação.

À UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO.

AO PRFH-PB203 pela concessão da bolsa de estudos.

RESUMO

Este trabalho visa simular numericamente, sob o ponto de vista térmico, o ciclo mecânico de um motor Diesel, desde a compressão até a expansão, funcionando com diesel e/ou misturas diesel e biodiesel e compará-lo aos dados simulados do ciclo avançado, proposto no trabalho, com a injeção de água. O modelo matemático adotado é o zero dimensional ou termodinâmico *single-zone* e é baseado na Primeira Lei da Termodinâmica e na equação de estado, com a finalidade de obter os dados de pressão e temperatura dos gases contidos no interior do cilindro, em função do ângulo da árvore de manivelas com objetivo de analisar e examinar as implicações em relação aos parâmetros de desempenho. A modelagem considera a transferência de calor pelas paredes, a energia liberada durante a combustão, considerando a função dupla de Wiebe, as propriedades termofísicas dos reagentes e dos produtos variáveis e os parâmetros geométricos do motor, entre outros. Análises paramétricas foram realizadas variando a proporção de diesel e biodiesel na mistura, o ângulo de início da combustão e a razão de equivalência, bem como modificando o percentual de massa e a posição angular de adição de água. Os resultados mostram que, mantendo-se a massa de combustível constante, ocorre uma redução nos valores de temperatura e pressão ao aumentar a participação de biodiesel na mistura que reflete, diretamente, em menores valores dos parâmetros de desempenho, os picos de pressão e de temperatura são maiores ao se aumentar a razão de equivalência e o adiantamento do início da queima do combustível promove maiores picos de pressão e temperatura. Os níveis de poluentes são obtidos utilizando as temperaturas e pressões máximas de cada caso, além dos dados de entrada requeridos pelo programa. O modelo utilizado representa o comportamento físico do problema, tendo em vista a boa concordância entre os dados simulados e experimentais disponíveis na literatura; os parâmetros da função de Wiebe influenciam de forma direta no comportamento da combustão e, conseqüentemente, nos valores de pressão e temperatura, bem como nos dados de desempenho do motor. Observa-se que os valores de pressão no interior do cilindro tendem a aumentar com o acréscimo de água. As temperaturas apresentam situação oposta, diminuindo seus valores. No caso dos níveis de (NO_x), há uma redução nos seus valores com o aumento da participação de água.

Palavras-chave: Biodiesel. Injeção de água. Modelo zero dimensional. Motor diesel.

ABSTRACT

This work aims to numerically simulate the mechanical cycle, on a thermic view, of a diesel engine from its compression to expansion using diesel and / or diesel and biodiesel mixtures and to compare it with the simulated data of the proposed advanced cycle at work, with the injection of water studied. The mathematical model adopted is the zero dimensional or thermodynamic single-zone and it is based on the First Law of Thermodynamics and the state equation, in order to obtain the pressure and temperature data from the gases contained inside the cylinder, as a function of the crankshaft's angle, purposing to analyze and examine the implications in relation to performance parameters. The equation encompasses the transfer of heat through the walls, the energy released during the combustion, considering the dual function of Wiebe, the thermo-physical properties of the reagents and variable products and the geometric parameters of the motor, among others. Parametric analyzes were performed varying the proportion of diesel and biodiesel in the mixture, the combustion starting angle and the equivalence ratio, as well as modifying the mass percentage and the angular position of addition of water. The results show that, maintaining the fuel mass constant, there are reductions of the temperature and pressure values if the proportion of biodiesel in the mixture is increased, which directly reflects lower values of the performance parameters, the peaks of pressure and temperature are higher if the equivalence ratio is increased or if the fuel burn starts early. The pollutants' levels are obtained using the maximum temperatures and pressures of each case, in addition to the input data required by the program. The model that was used represent the physical behavior of the problem, in view of the good agreement between the simulated data and experimental ones available in the literature; the parameters of the Wiebe function directly affect the combustion behavior and hence the pressure and temperature values as well as the engine performance data. It is observed that the pressure values inside the cylinder tend to increase with the addition of water. Temperatures present the opposite situation, decreasing their values. In the case of the levels of (NO_x), there is a reduction in their values with the increase of water participation.

Keywords: Biodiesel. Water injection. Zero dimensional mode. Diesel engine.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 -	Distribuição de energia no Brasil: (a) Consumo por setor; (b) Matriz energética no setor de transporte.....	24
Figura 2 -	Distribuição da energia por setor: (a) No mundo; (b) Nos países partícipes da OECD.....	24
Figura 3 -	Diagrama representativo dos percentuais energéticos indicados de um MCI do ciclo Diesel.....	27
Figura 4 -	Distribuição energética em um motor quatro tempos com ignição comandada (centelha).....	27
Figura 5 -	Histórico de pressão dos gases no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas.....	32
Figura 6 -	Histórico da temperatura dos gases no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas.....	32
Figura 7 -	Histórico de pressão dos gases no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivela para 20% de água e 1.600 rpm.....	34
Figura 8 -	Histórico da temperatura dos gases no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivela para 20% de água e 1.600 rpm.....	34
Figura 9 -	Nomenclatura para motores de combustão interna alternativo.....	42
Figura 10 -	Comportamento da pressão interna no cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas em um motor quatro tempos de ignição comandada.....	43
Figura 11 -	Diagrama P-V e esquema de funcionamento do ciclo Ar Padrão Otto de quatro tempos.....	45
Figura 12 -	Diagrama P-V e esquema de funcionamento do ciclo Otto real de quatro tempos.....	46
Figura 13 -	Diagrama P-v e esquema de funcionamento do ciclo Ar Padrão Diesel de quatro tempos.....	46
Figura 14 -	Diagrama P-v e esquema de funcionamento do ciclo Diesel real de quatro tempos.....	47
Figura 15 -	Esquema representativo dos quatro tempos de um motor alternativo.....	48
Figura 16 -	Esquema representativo dos dois tempos de um motor ciclo Otto	49

	alternativo.....	
Figura 17 -	Tipos de injeção direta em motores ignição por compressão. (a) Câmara com vários orifícios em motores grandes; (b) Câmara do tipo tigela com redemoinho em motores pequenos e médios; (c) Câmara do tipo bolha usada em motores pequenos e médio.....	50
Figura 18 -	Tipos de injeção direta em motores. (a) Carga estratificada (heterogênea) (b) Carga homogênea.....	51
Figura 19 -	Tipos de injeção indireta em motores de ignição por compressão com pré-câmara turbulenta.....	51
Figura 20 -	Triângulo do fogo.....	52
Figura 21 -	a) Partes do spray de combustível. b) Composição física dos pacotes do spray.....	54
Figura 22 -	As três fases da combustão em um motor diesel.....	55
Figura 23 -	Processos de produção de poluentes (NO _x , CO e HC) considerando os quatro cursos do motor.....	58
Figura 24 -	Injeção de água no coletor de admissão do motor.....	60
Figura 25 -	Injeção direta de água no interior na câmara de combustão.....	61
Figura 26 -	Emulsão água/diesel injetada na câmara de combustão do motor.....	62
Figura 27 -	Modelos de combustão.....	64
Figura 28 -	Sistema utilizado para as análises.....	66
Figura 29 -	Método numérico da aproximação por diferenças finitas.....	90
Figura 30 -	Representação da derivada de uma função.....	90
Figura 31 -	Três formas de resolução da derivada através da aproximação por diferenças finitas.....	91
Figura 32 -	Fluxograma do processo.....	95
Figura 33 -	Validação do comportamento da pressão interna do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas desde a compressão até a expansão.....	99
Figura 34 -	Perfil da temperatura interna do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas desde a compressão até a expansão.....	101
Figura 35 -	Perfil do trabalho em função do ângulo da árvore de manivelas desde a compressão até a expansão.....	102
Figura 36 -	Taxa de variação da fração de queima do combustível e fração de combustível queimado na combustão.....	102

Figura 37 - Energia total dissipada e energia dissipada através dos processos de convecção e radiação.....	103
Figura 38 - Taxa de variação de energia liberada durante a queima do combustível e taxa de variação de energia dissipada.....	104
Figura 39 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes composições químicas do combustível (massas de combustível iguais).....	109
Figura 40 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes composições químicas do combustível (massas de combustível iguais).....	110
Figura 41 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes composições químicas do combustível (massas de combustível diferentes).....	110
Figura 42 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes composições químicas do combustível (massas de combustível diferentes)	111
Figura 43 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes razões de equivalência.....	112
Figura 44 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes razões de equivalência.....	113
Figura 45 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes rotações e mesma composição química do combustível (massas iguais).....	114
Figura 46 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes rotações e mesma composição química do combustível (massas iguais).....	114
Figura 47 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes ângulos de início da combustão.....	115
Figura 48 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes ângulos de início da combustão.....	115
Figura 49 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para as mesmas condições de entrada e considerando o funcionamento com e sem adição de água.....	117

Figura 50 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para as mesmas condições de entrada e considerando o funcionamento com e sem adição de água no intervalo angular de 358° a 380°.....	117
Figura 51 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para as mesmas condições de entrada e considerando o funcionamento com e sem adição de água.....	118
Figura 52 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para as mesmas condições de entrada e considerando o funcionamento com e sem adição de água no intervalo angular de 358° a 380°.....	118
Figura 53 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes composições químicas do combustível (massas de combustível iguais) – Com injeção de água.....	119
Figura 54 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes composições químicas do combustível (massas de combustível iguais) – Com injeção de água.....	119
Figura 55 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes ângulos de injeção de água.....	121
Figura 56 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes ângulos de injeção de água no intervalo angular de 350° a 380°.....	121
Figura 57 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes ângulos de injeção de água	122
Figura 58 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes ângulos de injeção de água no intervalo angular de 350° a 380°.....	122
Figura 59 - Potência indicada em função da rotação do motor para diferentes rotações (massas de combustível iguais).....	125
Figura 60 - Torque indicado em função da rotação do motor para diferentes rotações (massas de combustível iguais).....	126
Figura 61 - Rendimento indicado em função da rotação do motor para diferentes rotações (massas de combustível iguais).....	126
Figura 62 - Potência efetiva em função da rotação do motor para diferentes rotações (massas de combustível iguais).....	127

Figura 63 - Torque efetivo em função da rotação do motor para diferentes rotações (massas de combustível iguais).....	127
Figura 64 - Rendimento térmico efetivo em função da rotação do motor para diferentes rotações (massas de combustível iguais).....	129
Figura 65 - Potência efetiva em função da rotação do motor para diferentes rotações com a injeção de água.....	130
Figura 66 - Torque efetivo em função da rotação do motor para diferentes rotações com a injeção de água.....	131
Figura 67 - Rendimento térmico efetivo em função da rotação do motor para diferentes rotações com a injeção de água.....	132
Figura 68 - Potência efetiva em função do percentual de água injetada considerando a rotação e a composição química do combustível (massas iguais).....	133
Figura 69 - Torque efetivo em função do percentual de água injetada considerando a rotação e a composição química do combustível (massas iguais).....	133
Figura 70 - Rendimento térmico efetivo em função do percentual de água injetada considerando a rotação e a composição química do combustível (massas iguais).....	134
Figura 71 - Comparativo das emissões de NO em função da composição química do combustível (massas diferentes) para os ciclos convencional e avançado (S30%).....	135
Figura 72 - Comparativo das emissões de NO em função da rotação do motor para uma mesma composição química do combustível (massas diferentes) para os ciclos convencional e avançado (S30%).....	136

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 -	Limites máximos de emissão de CO corrigido (%) e de HC corrigido (ppm) em marcha lenta e de fator de diluição para motocicletas e veículos similares com motor do ciclo Otto de 4 tempos.....	56
Tabela 2 -	Padrões para motor Diesel novo.....	56
Tabela 3 -	Principais características dos modelos.....	64
Tabela 4 -	Poder calorífico inferior de alguns combustíveis.....	80
Tabela 5 -	Condições iniciais e parâmetros da combustão utilizados para a validação do modelo matemático.....	96
Tabela 6 -	Dados técnicos do motor utilizado para a validação do modelo matemático.....	97
Tabela 7 -	Comparativo entre o valor predito e o experimental da pressão máxima dos gases no interior do cilindro.....	98
Tabela 8 -	Especificações técnicas do motor Wäertsilä.....	99
Tabela 9 -	Especificação técnica do motor e dados comuns aos casos propostos para as análises.....	105
Tabela 10 -	Casos propostos para as análises.....	106
Tabela 11 -	Parâmetros de desempenho considerando diferentes composições químicas do combustível (massas de combustível iguais)	123
Tabela 12 -	Parâmetros de desempenho considerando diferentes composições químicas do combustível (massas de combustível diferentes).....	124
Tabela 13 -	Parâmetros de desempenho considerando diferentes razões de equivalência.....	124
Tabela 14 -	Parâmetros de desempenho considerando diferentes ângulos de início de combustão.....	125

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidade
A	Ar	[-]
a	Raio da árvore de manivelas	[m]
b	Diâmetro do cilindro	[m]
\bar{a}_w	Constante representativa da eficiência da combustão	[-]
$\left(\frac{A}{C}\right)$	Razão ar/combustível	[-]
$\left(\frac{A}{C}\right)_r^1$	Razão ar/combustível real sem o coeficiente de perda de carga na aspiração	[-]
$\left(\frac{A}{C}\right)_r^2$	Razão ar/combustível real considerando o coeficiente de perda de carga na aspiração	[-]
a_1, a_2, a_3, a_4 e a_5	Os coeficientes polinomiais utilizados na determinação do c_{p_r} e c_{p_p}	[-]
A_c	Área da cabeça do cilindro	[m ²]
A_p	Área superficial do cilindro	[m ²]
$A_{\text{pistão}}$	Área da coroa do pistão	[m ²]
A_t	Área exposta do cilindro de acordo com a mudança do ângulo da árvore de manivelas	[m ²]
A_t	Área exposta do cilindro	[m ²]
B	Biodiesel	[-]
BM	Relação biela/manivela	[-]
C	Combustível	[-]
C_1 e C_2	Constantes utilizadas para determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção	[-]
C_d	Coeficiente de perda de carga na aspiração do ar	[-]
c_p	Calor específico a pressão constante	[kJkg ⁻¹ K ⁻¹]
c_{p_p}	Calor específico à pressão constante produtos	[kJkg ⁻¹ K ⁻¹]
c_{p_r}	Calor específico à pressão constante dos reagentes	[kJkg ⁻¹ K ⁻¹]
c_v	Calor específico a volume constante	[kJkg ⁻¹ K ⁻¹]
D	Diesel	[-]
D_v	Diâmetro ambos da válvula de admissão	[m]

$\frac{d(m_{ci})_r}{d\theta}$	Taxa de variação da massa de combustível em função do ângulo da árvore de manivelas	[kgrad ⁻¹]	
$\frac{dQ_{convecção}}{d\theta}$	Taxa de variação da transferência de calor por convecção	[kJrad ⁻¹]	(35)
$\frac{dQ_{radiação}}{d\theta}$	Taxa de variação da transferência de calor por radiação	[kJrad ⁻¹]	
$\frac{d(m_{ág})}{d\theta}$	Taxa de variação da massa de vapor de água em função do ângulo da árvore de manivelas	[kgrad ⁻¹]	
$\frac{dE_{vc}}{dt}$	Taxa temporal de variação de energia no interior do sistema no instante t	[kJ s ⁻¹]	
$\frac{dQ_{total}}{d\theta}$	Taxa de variação da energia térmica total em relação ao ângulo da árvore de manivelas	[kJrad ⁻¹]	
$\frac{dx_{cb}}{d\theta}$	Taxa de variação da fração de combustível queimada em função do ângulo da árvore de manivelas	[rad ⁻¹]	
$\frac{dm}{d\theta}$	Taxa de variação da massa em relação ao ângulo da árvore de manivelas	[kJrad ⁻¹]	
$\frac{dP}{d\theta}$	Taxa de variação da pressão em relação ao ângulo da árvore de manivelas	[kJrad ⁻¹]	
$\frac{dT}{d\theta}$	Taxa de variação da temperatura em relação ao ângulo da árvore de manivelas	[kJrad ⁻¹]	
$\frac{dU}{d\theta}$	Taxa de variação da energia interna em relação ao ângulo da árvore de manivelas	[kJrad ⁻¹]	
$\frac{dV}{d\theta}$	Taxa de variação do volume em relação ao ângulo da árvore de manivelas	[kJrad ⁻¹]	
h	Passo angular	[m]	
h _g	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[kWm ⁻² K ⁻¹]	
h _{lg}	Calor latente de vaporização ou entalpia de vaporização da água	[kJkg ⁻²]	
l	Comprimento da biela	[m]	
m	Massa	[kg]	
m _{ág}	Massa de água	[kg]	
(m _{ar}) _r	Massa real de ar injetada	[kg]	
(m _{ar}) _s	Massa estequiométrica de ar injetada	[kg]	

$(m_{ci})_r$	Massa real de combustível injetada	[kg]
$(\dot{m}_{ci})_r$	Vazão mássica do combustível	[kgs ⁻¹]
$(m_{ci})_s$	Massa estequiométrica de combustível injetada	[kg]
$M_{ág}$	Massa molecular da água	[kJkmol ⁻¹]
MCI	Motor de combustão interna	[-]
Mtep	Mega tonelada equivalente de petróleo	[-]
$M_C, M_{ci},$ M_H, M_N e M_O	Massas moleculares do carbono, combustível, hidrogênio, nitrogênio e oxigênio, respectivamente	[kJkmol ⁻¹]
m_d	Fator de forma da câmara combustão na fase da combustão difusiva	[-]
M_i	Massa molecular do componente i dos produtos	[kJkmol ⁻¹]
M_{ar}	Massa molecular do ar	[kJkmol ⁻¹]
M_p	Massas molares dos produtos	[kJkmol ⁻¹]
m_p	Fator de forma da câmara de combustão na fase da combustão pré-misturada	[-]
M_r	Massas molares em dos reagentes	[kJkmol ⁻¹]
N	Rotação do motor	[rpm]
n	Número de cilindros	[-]
P	Pressão	[kPa, bar]
P_1	Pressão do ar no início da compressão	[kPa]
P'	Pressão total considerando a energia advinda da combustão já descontada a parcela energética dissipada mais e o termo referente à pressão do vapor correspondente à massa de água	[kPa]
PCI_B	Poder calorífico inferior do biodiesel	[kJkg ⁻¹]
PCI_D	Poder calorífico inferior do diesel	[kJkg ⁻¹]
PCI_{eq}	Poder calorífico inferior equivalente	[kJkg ⁻¹]
PM_{at}	Pressão média de atrito	[kPa]
PM_{efet}	Pressão média efetiva	[kPa]
PM_{ind}	Pressão média indicada	[kPa]
PMI	Ponto morto inferior	[-]
PMS	Ponto morto superior	[-]
Pot_{at}	Potência de atrito	[kW]

Pot_{efet}	Potência efetiva	[kW]
Pot_{ind}	Potência indicada	[kW]
P_{vapor}	Pressão advinda do vapor de água	[kPa]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[kW]
r	Taxa de compressão	[-]
R	Constante universal dos gases	[kJkg ⁻¹ K ⁻¹]
$R_{ág}$	Constante específica do vapor	[kJkg ⁻¹ K ⁻¹]
R_u	Constante universal do gás ideal	[kJkmo ⁻¹ K ⁻¹]
s	Curso do pistão	[s]
S	Vapor de água	[-]
S_v	Curso da válvula de admissão.	[m]
tep	Tonelada equivalente de petróleo	[t]
T_{parede}	Temperatura da parede do cilindro	[K]
T	Temperatura	[K]
T_1	Temperatura do ar no início da compressão	[K]
T_p	Temperatura dos produtos	[K]
T_r	Temperatura dos reagentes	[K]
V	Volume do cilindro	[m ³]
V_1	Volume do cilindro no início da compressão ($\theta = 180^\circ$)	[m ³]
V_d	Volume deslocado	[m ³]
x_{cb}	Fração de massa de combustível queimado	[-]
X_d	Percentual de fração de massa de combustível queimada durante a fase de difusiva (combustão controlada)	[-]
X_p	Percentual de fração de massa de combustível queimada durante a fase de pré-mistura (combustão rápida)	[-]
W	Trabalho	[kJ]
$W_{compressão}$	Trabalho realizado sobre o Sistema (compressão)	[kJ]
W_{efet}	Trabalho efetivo	[kJ]
$W_{expansão}$	Trabalho realizado pelo sistema (expansão)	[kJ]

W_{ind}	Trabalho indicado	[kJ]
$W_{líq}$	Trabalho líquido	[kJ]
w	Velocidade angular	[rads ⁻¹]
y	Altura no cilindro que fica exposta pelo movimento do pistão no curso entre o ponto morto inferior e o superior	[m]
%biodiesel	Percentual de biodiesel	[-]
%diesel	Percentual de diesel	[-]
$\frac{\delta Q_{cb}}{\delta \theta}$	Taxa de variação da energia térmica lançada pela combustão em relação ao ângulo da árvore de manivelas	[kJrad ⁻¹]
$\frac{\delta Q_{dissip}}{\delta \theta}$	Taxa de variação de energia térmica dissipada pelo processo de transferência de calor por convecção e radiação	[kJrad ⁻¹]
$\frac{\delta W}{\delta \theta}$	Taxa de variação do trabalho em relação ao ângulo da árvore de manivelas	[kJrad ⁻¹]

Símbolos gregos

ϕ	Razão de equivalência	[-]
τ_{efet}	Torque efetivo	[Nm]
τ_{ind}	Torque indicado	[Nm]
$\eta_{t_{efet}}$	Rendimento térmico efetivo	[-]
$\eta_{t_{ind}}$	Rendimento térmico indicado	[-]
y_{ci}, y_{O_2} e y_{N_2}	Frações molares do combustível, do oxigênio e do nitrogênio, respectivamente	[-]
y_i	Fração molar do componente na mistura dos produtos	[-]
η_c	Rendimento da combustão	[-]
θ_{ic}	Ângulo de início da combustão	[rad]
v	Volume da câmara de combustão	[m ³]
$\Delta\theta$	Passo angular	[m]
$\Delta\theta_d$	Duração da combustão na fase de difusiva (combustão controlada)	[rad]

$\Delta\theta_p$	Duração da combustão na fase de pré-mistura	[rad]
$\Delta\theta_{iág}$	Duração da injeção do vapor de água	
ε	Emissividade	[-]
$\theta_{iág}$	Ângulo de injeção do vapor de água	[rad]
θ	Ângulo da árvore de manivelas	[rad]
σ	Constante de Stefan Boltzmann	[W m ⁻² K ⁻⁴]

Subscritos

i	Iteração anterior (valor conhecido da variável)
i+1	Iteração seguinte (valor a ser calculado da variável)
r	Real
s	Estequiométrica

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	23
1.1	JUSTIFICATIVA.....	28
1.2	OBJETIVO GERAL.....	29
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	29
1.4	ESTRUTURA DA TESE.....	29
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	31
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	41
3.1	HISTÓRICO DOS MOTORES COMBUSTÃO INTERNA.....	41
3.2	TERMINOLOGIA DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS.....	41
3.3	OS CICLOS MOTORES.....	43
3.3.1	Ciclo Ar-Padrão Otto (Volume Constante).....	44
3.3.2	Ciclo Otto Real.....	45
3.3.3	Ciclo Ar-Padrão Diesel (Pressão Constante).....	46
3.3.4	Ciclo Diesel Real.....	47
3.4	OUTRAS CLASSIFICAÇÕES.....	47
3.4.1	Motor Dois e Quatro Tempos Alternativo.....	47
3.4.2	Injeção Direta e Indireta.....	49
3.5	COMBUSTÃO.....	52
3.6	FORMAÇÃO E EMISSÃO DE POLUENTES.....	55
3.7.1	CO.....	58
3.7.2	NO_x.....	59
3.7	FORMAS DE INJEÇÃO DA ÁGUA NO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA.....	60
3.8	CLASSIFICAÇÕES DOS MODELOS MATEMÁTICOS.....	62
4	MODELAGEM MATEMÁTICA.....	65
4.1	CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA.....	65
4.2	MODELAGEM MATEMÁTICA (CICLO CONVENCIONAL).....	66
4.2.1	Balanco de Energia.....	66
4.3	MODELAGEM MATEMÁTICA (CICLO AVANÇADO).....	74

4.4	HIPÓTESES UTILIZADAS NA MODELAGEM MATEMÁTICA....	76
4.5	CÁLCULO DAS MASSAS DE AR E DE COMBUSTÍVEL ESTEQUIOMÉTRICAS E REAIS.....	77
4.6	CÁLCULO DO PODER CALORÍFICO INFERIOR EQUIVALENTE (PCI_{eq}).....	80
4.7	REAÇÃO DE COMBUSTÃO E DETERMINAÇÃO DAS FRAÇÕES MOLARES DOS PRODUTOS DA COMBUSTÃO.....	81
4.8	PARÂMETROS DE DESEMPENHO.....	86
4.8.1	Trabalho Indicado (W_{ind}).....	86
4.8.2	Pressão Média Indicada (PM_{ind}).....	86
4.8.3	Potência.....	87
4.8.4	Torque Indicado (τ_{ind}).....	87
4.8.5	Rendimento Térmico Indicado (η_{tind}).....	87
4.8.6	Pressão Média Efetiva (PM_{efet}).....	88
4.8.7	Potência Efetiva (Pot_{efet}).....	88
4.8.8	Torque Efetivo (τ_{efet}).....	88
4.8.9	Trabalho Efetivo (W_{efet}).....	89
4.8.10	Rendimento Térmico Efetivo (η_{tefet}).....	89
4.9	MÉTODO DE RESOLUÇÃO DA EQUAÇÃO DIFERENCIAL ORDINÁRIA (EDO).....	89
4.9.1	Discretização das Equações para o Ciclo Convencional.....	91
4.9.2	Discretização das Equações para o Ciclo Avançado.....	93
4.9.3	Erro Relativo Real.....	93
4.10	FLUXOGRAMA DO PROGRAMA.....	93
4.11	VALIDAÇÃO DO MODELO DESENVOLVIDO NESTE TRABALHO.....	95
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	101
5.1	CURVAS OBTIDAS ATRAVÉS DO SIMULADOR.....	101
5.2	UTILIZAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO E DO SIMULADOR PARA CASOS PROPOSTOS.....	104
5.2.1	Curvas de Pressão e Temperatura para o Ciclo Convencional.....	108
5.2.2	Curvas de Pressão e Temperatura para o Ciclo Avançado.....	116
5.2.3	Parâmetros de Desempenho para o Ciclo Convencional.....	123

5.2.4	Curvas Comparativas dos Parâmetros de Desempenho entre o Ciclo Convencional e o Avançado.....	129
5.2.5	Níveis de Emissões de Poluentes.....	134
6	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	137
6.1	CONCLUSÕES.....	137
6.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	138
	REFERÊNCIAS.....	139
	ANEXO A - COEFICIENTES PARA O CÁLCULO DO CALOR ESPECÍFICO A PRESSÃO CONSTANTE DOS PRODUTOS E REAGENTES DA COMBUSTÃO ($300 \geq T \leq 1.000K$).....	148
	ANEXO B - COEFICIENTES PARA O CÁLCULO DO CALOR ESPECÍFICO A PRESSÃO CONSTANTE DOS PRODUTOS E REAGENTES DA COMBUSTÃO ($1.000 < T < 3.000K$).....	149
	ANEXO C - COEFICIENTES PARA O CÁLCULO DO CALOR ESPECÍFICO A PRESSÃO CONSTANTE DO COMBUSTÍVEL ($300 \geq T \leq 1.000K$).....	150

1 INTRODUÇÃO

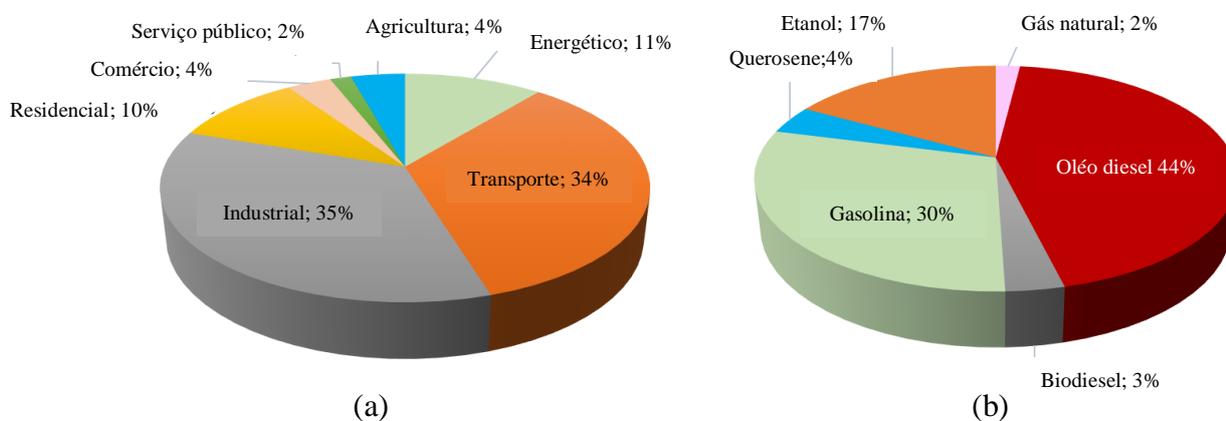
A partir da Revolução Industrial foi cada vez mais crescente o desenvolvimento de máquinas para impulsionar e facilitar o trabalho do homem e que possibilitassem à humanidade o crescimento social, financeiro e econômico. Com a contribuição de diversos pesquisadores, foi possível a invenção de diversos equipamentos e máquinas, em especial a máquina térmica para produção de energia mecânica útil através de energia térmica advinda da reação química de combustão (Lora, 2004) que permitisse alcançar essa evolução.

Como exemplo desse grupo, podem ser citadas a máquina a vapor, a turbina a gás, a turbina a vapor e o Motor de Combustão Interna (MCI). Esse último é largamente utilizado em diversos setores da economia. Como exemplos de suas aplicações, pode-se citar o seu uso para transporte individual e coletivo (carros, motos, ônibus, caminhões, barcos, trens, etc) para o transporte de cargas (caminhões, trens, barcos, entre outros) para a indústria no acionamento motriz de máquinas e equipamentos (bombas, compressores, entre outros) e para acionamento de grupos geradores.

Tratando especificamente dos MCIs, é importante frisar que estas máquinas consomem, principalmente, combustíveis de origem fóssil, notadamente, gasolina e óleo diesel, e possuem um baixo aproveitamento energético desses vetores primários. Com o aumento dos preços do petróleo e o seu fornecimento de petróleo cada vez menor, é necessário pensar em novas soluções (Iyer, et al., 2017). Aliado a isso, a frota de veículos equipados com motores desse tipo cresce vertiginosamente a cada dia. No caso específico do Brasil, de acordo com o relatório Balanço Energético Nacional (BEN, 2017) o consumo total de energia no setor de transporte foi da ordem de 82,7 Mtep o que representa 34% do consumo final total de energia, ficando atrás somente do setor industrial que consome 35% (Figura 1a). Em relação à matriz energética do setor de transporte no Brasil, essa é, na sua maioria, de origem fóssil, conforme apresentado na Figura 1b (BEN, 2017). No Brasil, o modal rodoviário é o principal consumidor dentro do setor de transporte, sendo a principal fonte energética o óleo diesel. Seu consumo total, em 2016, foi de 46,3 Mtep. De 2007 a 2016 houve um aumento no consumo energético do setor de transportes de, aproximadamente, 40% (BEN, 2017).

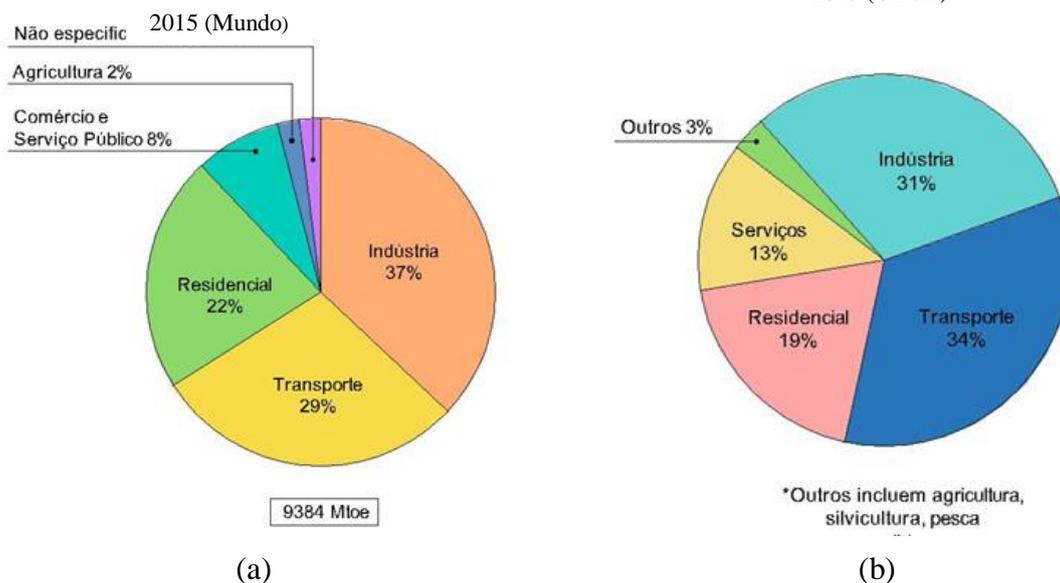
No mundo essa realidade não é muito diferente. De acordo com dados descritos no documento *World Energy Balances – 2017*, elaborado pela *International Energy Agency* (IEA, 2017) o setor de transporte é detentor de 29% do consumo total final de energia que representa 9.384 Mtep (Figura 2a), enquanto que nos países que participam da *Organisation for Economic Co-Operation and Development* (OECD) este percentual sobe para 34% Figura 2b).

Figura 1 - Distribuição de energia no Brasil: (a) Consumo por setor; (b) Matriz energética no setor de transporte.



FONTE: adaptado do (BEN, 2017)

Figura 2 - Distribuição da energia por setor: (a) No mundo; (b) Nos países partícipes da OECD. 2015 (OECD)



FONTE: adaptado do (IEA, 2017).

Verificando os valores supracitados, pode-se concluir que o setor de transportes responde por uma parcela considerável no consumo total de energia do país. Esse panorama tem levado

a buscar soluções tecnológicas para essas máquinas que passam por quatro temas fundamentais, conforme descrito num estudo publicado em 2008 sobre o estado atual e avanços futuros, além do ano de 2015 das tecnologias de motores de combustão interna no âmbito da energia (Taylor, 2008). Neste estudo foi apontado que a grande maioria das soluções aos problemas, anteriormente, citados está relacionada através de quatro pilares principais que são: (1) legislação sobre emissão de poluentes e controle de emissões; (2) utilização de novos combustíveis, principalmente, biocombustíveis; (3) melhoramento no processo de combustão e desenvolvimento de novos ciclos termodinâmicos e (4) desenvolvimento e aplicação de conceitos avançados de aproveitamento e recuperação de energia.

No que tange às emissões de poluentes, diversos programas governamentais têm sido gerados com a finalidade de impor limites aos índices de emissão de poluentes e especificações aos motores de combustão (Feng, et al., 2014; Hooftman, et al., 2018; Rangel, et al., 2018; Tsokolis, et al., 2016). Dentro desse contexto, no Brasil, foi instituído pelo Conselho Nacional de Meio Ambiente (CONAMA), através da resolução número 18 de 6 de maio de 1986, o Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE) e o mesmo programa aplicado a motocicletas e similares (PROMOT) que têm como objetivos, por exemplo: (1) reduzir os níveis de emissão de poluentes por veículos automotores, visando ao atendimento aos padrões de qualidade do ar, especialmente, nos centros urbanos; (2) promover a melhoria das características técnicas dos combustíveis líquidos, postos à disposição da frota nacional de veículos automotores, visando a redução de emissões poluidoras à atmosfera; (3) estabelecer os limites máximos de emissão de poluentes do ar para os motores e veículos automotores novos. De acordo com (MMA, 2013), na década de 80, os veículos leves emitiam, em média, $50 \frac{\text{g}}{\text{km}}$ de monóxido de carbono (CO) e em 2013, nova fase do PROCONVE, alcançou o máximo de $1,3 \frac{\text{g}}{\text{km}}$.

Outras nações possuem o mesmo comprometimento com relação às melhorias tecnológicas dos motores e, conseqüentemente, com controle das emissões dos poluentes causados por sua frota automotiva (D'Angelo, et al., 2018; Fontaras, et al., 2017; Huang, et al., 2018; Reixeis, et al., 2009). Na Europa, por exemplo, os índices de emissões provenientes dos veículos têm sido controlados através dos padrões Euro (Bielaczyc, et al., 2014; Fontaras, et al., 2014). O objetivo maior é buscar um equilíbrio sustentável entre o setor de transporte, o meio ambiente e a economia (Hooftman, et al., 2018).

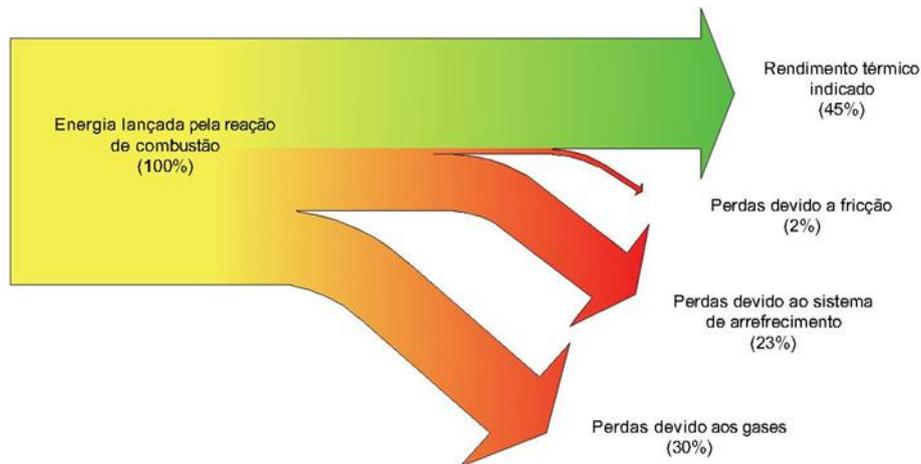
As melhorias nos motores sob o aspecto térmico e das emissões de poluentes têm sido estudadas por diversos pesquisadores. Muitos caminhos podem conduzir a redução nos níveis óxidos de nitrogênio (NO_x), monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2), material particulado (MP), hidrocarbonetos (HC), entre outros, como por exemplo, a injeção de água no interior do cilindro (Kökkülünk, et al., 2013; Mingrui, et al., 2016; Gonca, 2014); a aplicação do ciclo Miller ao motor diesel (Gonca, et al., 2015); a utilização de gás natural e combustível de origem vegetal (Santos, et al., 2018; Renzi, et al., 2016); a adição de combustíveis oxigenados ao diesel, tais como: gás natural, álcool e o dimetil-éter-diesel (DME) (Li, et al., 2008) apud (Nur, et al., 2015; Wu, et al., 2014; Pati, 2013; Um, et al., 2010); e a utilização de células de hidrogênio (Verhelst, 2014).

Muitos trabalhos estão focados em modificações do ciclo convencional e/ou utilização de biocombustíveis (Nur, et al., 2015; Rasheda, et al., 2016; Wu, et al., 2014; Zhanga, et al., 2018). No primeiro caso, o objetivo principal é reduzir a temperatura dos gases provenientes da combustão que terá impacto direto nos principais poluentes emitidos por motores movidos a diesel que têm sua formação fortemente dependente da temperatura (H, et al., 2015). Ao utilizar biocombustíveis, há a possibilidade de reduzir as emissões de (HC), fumaça e (CO). No entanto, os índices de (NO_x) aumentarão devido à presença do oxigênio (O_2) contido no biodiesel que favorece a formação de (NO_x) (Kumar, et al., 2018).

Outro ponto, não menos importante, a ser destacado é a distribuição energética de um MCI. Observa-se através do gráfico da Figura 3 os percentuais de distribuição de energia para um motor do ciclo Diesel aspirado. Seu rendimento térmico indicado ($\eta_{t_{ind}}$) está entre 30 a 45% (Heywood, 1988). No tocante ao rendimento térmico efetivo ($\eta_{t_{efet}}$) o seu valor é menor devido a serem considerados os valores medidos no eixo (trabalho útil ou efetivo). Segundo (Heywood, 1988), o ($\eta_{t_{efet}}$) está entre 34 a 38% para um motor diesel aspirado. No caso de um motor do ciclo Otto, esse valor está entre 25 a 28%.

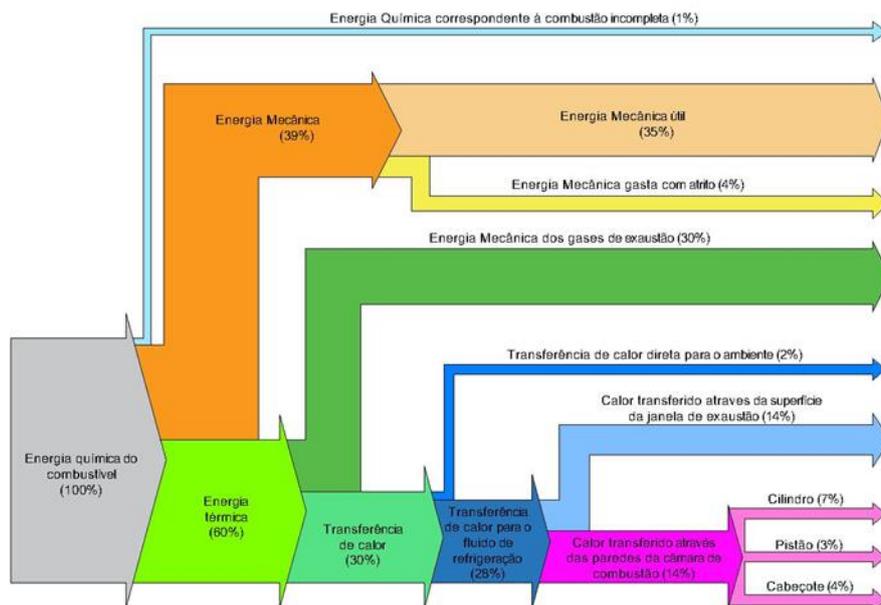
Os diagramas apresentados na Figura 3 e Figura 4 contêm os percentuais energéticos dos motores de combustão interna de ignição por compressão e por centelha, respectivamente. Observa-se, em ambos os ciclos, que grande parte do potencial energético advindo da combustão é desperdiçada em forma de calor (Kumar, et al., 2013).

Figura 3 - Diagrama representativo dos percentuais energéticos indicados de um MCI do ciclo Diesel.



FONTE: Adaptado de (Heywood, 1988)

Figura 4 - Distribuição energética em um motor quatro tempos com ignição comandada (centelha)



FONTE: (Bertoldi, 2007)

Dessa forma, um estudo do ponto de vista térmico desses motores é de grande importância, tendo em vista que contribuições advindas de pesquisas e desenvolvimento de ferramentas computacionais de análise podem conduzir a melhoras energéticas e ambientais (Liu, et al., 2017; Sinay, et al., 2018).

1.1 JUSTIFICATIVA

Partindo da premissa que as sociedades atuais necessitam de máquinas térmicas cada vez mais eficientes, menos poluentes e que atendam aos anseios pessoais e coletivos de forma satisfatória e estejam dentro dos índices estabelecidos através de programas governamentais no tocante a valores energéticos e à emissão de poluentes, como por exemplo, o INOVAR-AUTO e, atualmente, o ROTA 2030 ambos do governo federal brasileiro através do Ministério da Indústria, Comércio Exterior e Serviços, além dos citados, o presente trabalho foi planejado com a finalidade de fornecer informações a respeito do ponto de vista térmico em MCI, contribuir para a sua otimização e desenvolver ferramentas computacionais de análise.

Outros aspectos que motivaram o trabalho estão citados abaixo:

- Necessidade de desenvolvimento de um modelo matemático e uma ferramenta computacional que possuam menor complexidade sem, entretanto, comprometer a exatidão dos resultados nas análises e avaliações dos motores de combustão interna de ignição por compressão;
- Utilização de um software que apresente um baixo consumo computacional e que possa simular o ciclo motor, considerando os cursos de compressão e combustão/expansão;
- Elaboração de um modelo matemático disponível para os mais diversos casos de análise e avaliação de MCI;
- Existência de pesquisas relativas a motores de combustão interna utilizando biocombustíveis no PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA (PPGEM) e no DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA (DEMEC), ambos da UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO que são desenvolvidas em nível de mestrado e doutorado e graduação como, por exemplo: 1) Utilização de biodiesel em grupos geradores e sua aplicação em sistemas de micro-cogeração; 2) Análise comparativa de um Ciclo Motor Miller sob diferentes condições operacionais; 3) Análise do efeito do uso de um turbo compressor sobre coeficientes de *downsizing* e *downspeeding* em motores de combustão interna; 4) Análise da Utilização de um gaseificador para o reaproveitamento parcial da energia rejeitada pelos motores Diesel de uma planta termoelétrica, entre outros. Dessa forma, procurou-se dar continuidade a essas pesquisas, contudo propondo um ciclo mecânico avançado.

1.2 OBJETIVO GERAL

Dentro desse contexto, o presente trabalho propõe desenvolver um modelo simplificado que permita simular as principais etapas de um ciclo motor diesel operando com misturas diesel/biodiesel/vapor de água. Através dele, realizar estudos paramétricos e emissão de poluentes.

1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Desenvolver uma modelagem matemática que represente o funcionamento, sob aspectos térmicos e emissões de poluentes, dos motores de ignição por compressão considerando os ciclos convencional (ar e combustível) e avançado (ar, combustível e água);
- propor um modelo matemático para prever os parâmetros de desempenho (trabalho indicado, pressão média indicada, potência indicada, torque indicado e rendimento térmico);
- validar a modelagem através de dados experimentais;
- implementar um algoritmo computacional para resolver as equações e torná-lo disponível à comunidade;
- analisar e avaliar o comportamento da pressão, temperatura, trabalho indicado/efetivo, potência indicada/efetiva e rendimento térmico indicado/efetivo através da modelagem e do código computacional desenvolvidos para os seguintes cenários:
 - a) diferentes composições químicas do combustível equivalente;
 - b) diferentes ângulos de início da combustão;
 - c) diferentes massas de combustível equivalente injetadas;
 - d) diferentes massas de água adicionada no interior do cilindro;
 - e) diferentes ângulos de injeção de água líquida no interior do cilindro;
- analisar e avaliar os níveis de (NO) emitidos pelo motor para cada cenário proposto;
- adquirir, desenvolver e divulgar conhecimentos e informações a respeito do funcionamento de motores de combustão interna, em especial o motor diesel, visando contribuir para o desenvolvimento de novas tecnologias na área.

1.4 ESTRUTURA DA TESE

O trabalho está dividido em sete capítulos.

No Capítulo I, apresenta-se uma introdução do trabalho onde são definidos: o objetivo geral, os objetivos específicos e a estruturação da dissertação.

O Capítulo II é dedicado à revisão bibliográfica, contendo os trabalhos mais recentes na área e conceitos fundamentais para o desenvolvimento da tese.

O Capítulo III trata da fundamentação teórica, onde se apresentam um breve histórico para sobre a cronologia dos motores de combustão interna e as definições dos termos que serão utilizados no decorrer do trabalho.

No Capítulo IV, apresenta-se a metodologia matemática utilizada para obtenção dos valores preditos dos parâmetros de desempenho e de emissão de poluentes considerando o equilíbrio e a cinética química.

No Capítulo V, apresentam-se a validação do modelo a partir de dados experimentais, bem como os resultados e as discussões das simulações realizadas. São apresentados gráficos e tabelas com os dados preditos obtidos através dos casos operacionais do motor.

O Capítulo VI contém as conclusões e sugestões para trabalhos futuros relacionados.

Após as conclusões, apresentam-se as referências bibliográficas utilizadas como base para o desenvolvimento da tese.

Por último, constam os anexos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O objetivo desse capítulo é apresentar, sucintamente, uma revisão da literatura relacionada a motores de combustão interna dos ciclos Diesel e Otto que utilizam combustíveis alternativos e/ou que proponham alguma modificação no ciclo mecânico, com a finalidade de analisar e avaliar os efeitos causados sobre os parâmetros de desempenho e os níveis de poluentes emitidos.

O artigo elaborado por (Taylor, 2008) descreve uma revisão científica dos motores de combustão interna. Trata-se de um estudo sobre o estado da ciência atual (2008) até 2050. Segundo o autor, quatro tópicos serão dominantes nas próximas décadas: legislação e controle de emissões, novos combustíveis, melhorias na combustão e uma gama de conceitos avançados de economia de energia. Análises mostram que houve uma melhora relativa ao consumo de energia durante o período de 2002 a 2010, ou seja, uma melhora na eficiência (10 a 15%) dos motores a gasolina e a gás natural alimentados por injeção indireta ou *Port Injection Spark Ignition Engine* (PISI) e direta ou *Direct Injection Spark Ignition Engine* (DISI). Nos motores alimentados pelo PISI, tem-se o chamado *downsizing* (enxugamento), proporcionando, em média, uma diminuição da perda de energia na geração de trabalho. Essa condição pôde ser alcançada através da hibridação ou da desativação de algum (s) cilindro (s) quando não houver necessidade de grande quantidade de energia.

Nos motores DISI, as principais melhorias em termos de eficiência energética vêm de medidas como: a operação com uma mistura pobre e aumento na taxa de compressão que necessitam de melhorias no sistema de gerenciamento da distribuição da mistura ar e combustível no cilindro.

Nos motores a compressão, a eficiência pode ser aumentada através de melhorias no controle da combustão.

Outro aspecto citado é a utilização de *softwares* do tipo *Computational Fluid Dynamics* (CFD) e investigações experimentais dos processos, isto é, movimentação do gás, atomização do combustível líquido e a mistura do vapor com o oxidante, ignição e propagação da frente de chama e a produção e propagação dos poluentes no interior do cilindro a partir de análises óticas (laser).

Melhorias nas transmissões (manual, automáticas, automatizadas e a transmissão continuamente variável ou *Continuously Variable Transmission* - CVT); otimização de lubrificantes; reaproveitamento de energia através da recuperação da frenagem e dos gases

quentes da exaustão a partir dos turbo-compressores são fatores que podem reduzir o consumo energético.

Os avanços para o futuro, isto é, para o ano 2050 em diante estão apoiados no desenvolvimento da legislação e controle da emissão, novos combustíveis, suas disponibilidades e composição, melhoras na combustão e avançados conceitos de economia de energia.

No trabalho de (Bancha, et al., 2009) foi desenvolvido um modelo para prever as variações de temperatura e de pressão em um MCI operando em como um motor *Homogeneous Charge Compression Ignition* (HCCI). Nesse motor, uma mistura homogênea é aspirada através da válvula de admissão. Essa mistura é comprimida dentro da câmara de combustão até que sejam atingidas a sua pressão e a temperatura de autoignição. Utilizaram o modelo de zona simples acoplado com o modelo de dupla-Wiebe para simular a pressão e temperatura entre o período compreendido entre o fechamento da válvula de admissão e a abertura da válvula de exaustão. O modelo foi validado através de dados experimentais. Como resultados, verificaram que durante a fase de combustão a pressão máxima era dependente da razão de equivalência e que o maior valor desse parâmetro causa um aumento no pico de pressão, conforme o gráfico de pressão em função do ângulo da árvore de manivela mostrado na Figura 5. A Figura 6 ilustra o comportamento da temperatura em função do ângulo da árvore de manivela onde se pode observar que para uma razão de equivalência de 0,5 o início da combustão ocorre mais antecedência e a duração da combustão é de 4 graus antes do Ponto Morto Superior (PMS). Já para uma razão de equivalência de 0,38 o início da combustão é mais retardado implicando maior duração da combustão.

Figura 5 - Histórico de pressão dos gases no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas

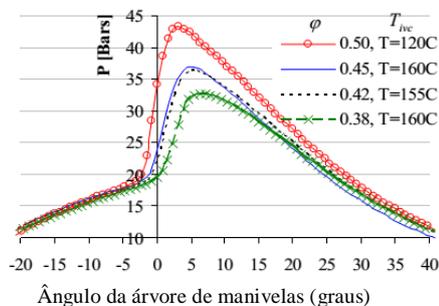
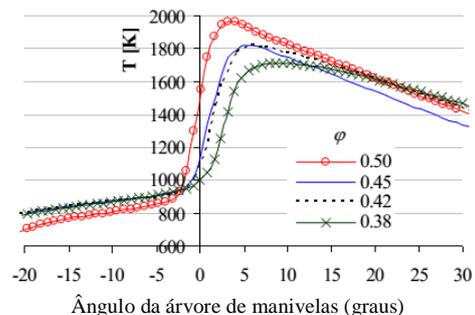


Figura 6 - Histórico da temperatura dos gases no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas



Os pesquisadores (Um, et al., 2010) realizaram um estudo numérico do efeito da razão de mistura do biodiesel e as características das emissões em um motor HCCI variando o

percentual de mistura de 0% (diesel convencional) a 100% (biodiesel puro). Utilizaram o código KIVA acoplado com as reações químicas para simular a combustão e a emissão de poluentes. Resultados mostraram que o atraso na ignição do biodiesel é menor que no diesel convencional ocasionado pelo alto número de cetano do biodiesel. Com relação à emissão de poluentes, segundo o estudo, houve pequena discrepância entre os níveis de monóxido de carbono (CO) e óxidos de nitrogênio (NO_x) quando comparados os resultados do diesel e do biodiesel.

(Nabi, 2010) realizou em seu trabalho uma investigação teórica sobre a eficiência térmica do motor, do calor específico a pressão constante, temperatura do gás, temperatura adiabática de chama, emissão de óxidos de nitrogênio (NO_x) e alguns parâmetros fundamentais, tais como: razão teórica ar/combustível), poder calorífico inferior, entre outros. Para o referido estudo, foram utilizadas equações para obter cada um dos parâmetros supracitados. Segundo o pesquisador, alguns aspectos são considerados para melhorias nos índices de emissão de (NO_x) e materiais particulados (MP). Podem ser citados os sistemas de injeção e combustão, sistemas de tratamento de gases de exaustão e as propriedades dos fluidos. Resultados confirmam a tendência de decréscimo do poder calorífico inferior e da razão ar-combustível com o aumento do teor de oxigênio nos combustíveis. Com relação à temperatura adiabática de chama e ao nível de emissão de (NO_x), observa-se que há uma tendência de redução de ambos com o aumento do teor de oxigênio.

No trabalho de (Wu, et al., 2014), foi apresentado um novo conceito de ciclo motor com a combinação de injeção de água com um ciclo Otto buscando melhorar a eficiência térmica. A evaporação da água injetada não apenas modera a temperatura máxima do cilindro, mas também aumenta a massa do gás de trabalho dentro do cilindro, melhorando, assim, a eficiência térmica do ciclo. Um modelo matemático termodinâmico ideal que associa um ciclo de ignição por centelha com a injeção de água foi utilizado para investigar a eficiência térmica do ciclo. Os resultados dos cálculos mostram que esse parâmetro de desempenho atinge 53% quando a temperatura de injeção de água é de 120°C e 67% quando a temperatura de injeção de água atinge 200°C. Além disso, foram realizados experimentos com o protótipo do motor com base neste ciclo de trabalho. Resultados experimentais mostram que a eficiência térmica melhora com o aumento da carga do motor e da massa de injeção de água, e indica que a eficiência térmica aumenta de 32,1% para 41,5% sob condições de teste apropriadas. Concluíram que o desempenho do ciclo aumenta significativamente com a adição de água. Os resultados da modelagem mostram que o processo de injeção de água pode controlar a

temperatura de exaustão, e tanto a eficiência térmica quanto a pressão média efetiva (MEP) são melhoradas com o aumento da massa de injeção e temperatura de injeção.

(Kökkülünk, et al., 2013) pesquisaram o comportamento do motor de combustão interna de ignição por compressão funcionando com diesel de injeção direta de combustível e com a injeção de vapor de água no coletor de admissão. Realizaram um trabalho teórico/experimental para analisar e avaliar os efeitos da injeção do vapor de água no motor de ignição por compressão, em termos de desempenho e poluentes. A adição de 10, 20 e 30% de vapor em relação à massa de combustível foi realizada no coletor de admissão, ocorrendo a compressão da mistura ar e vapor. O ciclo mecânico proposto foi equacionado através do modelo zero-dimensional de zona única. Os dados obtidos foram validados com o motor diesel monocilíndrico, aspirado e quatro tempos em termos de pressão, temperatura, parâmetros de desempenho e emissões de NO, CO, CO₂ e HC. Nos resultados, verificaram que houve aumento da pressão (Figura 7) e redução na temperatura (Figura 8) em relação ao ciclo operando com diesel. Observaram uma melhora no torque, potência e eficiência térmica efetivos com a injeção de vapor e redução de emissões de NO. O torque máximo foi obtido a 1.600 rpm com uma razão de vapor de 20%. A maior alteração no torque e a potência é observada a 1.200 rpm com um percentual de 2,5% de acréscimo. Conseqüentemente, a injeção de vapor produz um efeito positivo no desempenho e na emissão de NO em todas as velocidades e pode servir como uma ferramenta essencial para os projetos de motores reais.

Figura 7 - Histórico de pressão dos gases no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivela para 20% de água e 1.600 rpm

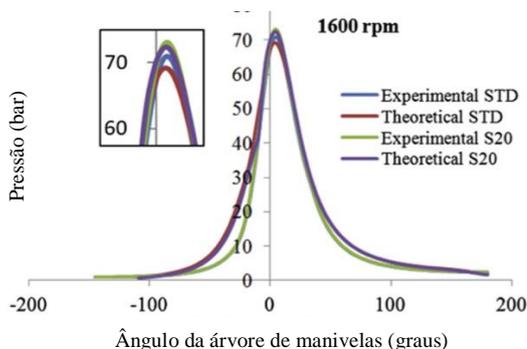
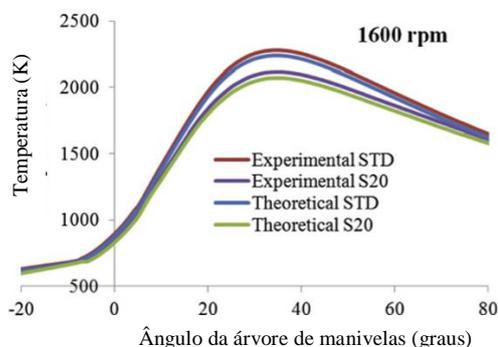


Figura 8 - Histórico da temperatura dos gases no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivela para 20% de água e 1.600 rpm



Um novo conceito de ciclo motor foi proposto e analisado por (Conklin, et al., 2010). No estudo, a ideia foi aumentar a eficiência combinando um ciclo Otto ou Diesel de quatro tempos seguido por um ciclo de vapor de recuperação de calor. Utilizaram o calor residual de

duas fontes (refrigerante do motor e gás de exaustão) para converter em trabalho útil. Um modelo termodinâmico ideal de compressão de gases de escape, injeção de água e expansão foi utilizado para investigar essa modificação. Dentre as conclusões, têm-se: 1) a água de injeção é aquecida pelo líquido de arrefecimento do motor, esse conceito de seis tempos aqui apresentado recupera a energia tanto do líquido de arrefecimento do motor quanto do gás de exaustão da combustão. Assim, este conceito recupera energia de duas fontes de calor residual dos projetos de motores atuais e converte o calor normalmente descartado em potência e trabalho; 2) A modificação proposta eleva a eficiência térmica em relação aos motores de combustão interna convencionais existentes e a economia de combustível.

(Gonca, 2014) realizou uma investigação numérica sobre os efeitos da injeção de vapor na performance e na emissão de monóxido de nitrogênio (NO) em um motor diesel funcionando com mistura de etanol e diesel e vapor de água. Os resultados, em termos dos parâmetros de desempenho e emissão de (NO), foram obtidos e comparados ao motor diesel convencional, motor a diesel com injeção de vapor, motor a diesel com mistura de etanol-diesel e injeção de vapor no motor operando com mistura etanol-diesel. Os resultados mostraram que as emissões de (NO) diminuem consideravelmente e o desempenho aumenta significativamente com o método de injeção de vapor. No caso de misturas de diesel e etanol, comparados com os do diesel puro, houve um aumento considerável nas emissões de (NO) e uma redução no torque, potência e eficiência efetivos.

(Kökkülünk, et al., 2014) investigaram, experimentalmente e teoricamente, a injeção de vapor em um motor diesel, utilizando a *Exhaust Gas Recirculation* (EGR) ou recirculação de gases de exaustão. A proposta era injetar de 20% vapor +10% de EGR na massa de combustível. Modelos matemáticos baseados em balanços de energia e de massa foram elaborados, além de outras correlações para a determinação dos parâmetros de desempenho e dos poluentes (NO_x), (CO), (CO_2) e (HC). Dentre os resultados, verificaram que os índices de (NO) utilizando a recirculação e injeção e vapor diminuíram quando comparados aos valores obtidos quando se utilizou apenas a injeção de vapor de água.

(Parlak, et al., 2013) estudaram experimentalmente o uso de vapor de água em um motor diesel funcionando com 20% de biodiesel (semente de tabaco). Foram analisados os efeitos da injeção de 10% e 20% de vapor no motor no desempenho e emissão de poluentes. Os resultados mostram que houve aumento no torque, na potência e na eficiência efetivos, redução no consumo específico de combustível e diminuição nos níveis de (NO_x), quando se utilizou o biodiesel e o vapor de água.

(Hassan, et al., 2015) realizaram um estudo numérico utilizando a injeção direta de água na câmara de combustão no motor diesel. A análise é realizada através de *Computational Fluid Dynamics* (CFD) ou computacional fluidodinâmica (código Star-CD). São utilizadas duas técnicas para injeção da água: 1 - Pré-mistura homogênea com os reagentes; 2 - Injeção direta nas paredes da câmara de combustão. Segundo os pesquisadores, na primeira técnica, há redução de pressão, temperatura e NO_x . Na segunda, os comportamentos da temperatura e NO_x são os mesmos da primeira. Já para a pressão ocorre o aumento ao se elevar a parcela de água injetada.

O trabalho desenvolvido por (Nabi, et al., 2017) foi baseado em uma investigação experimental para examinar a influência do biodiesel derivado do óleo de cozinha usado sobre o desempenho do motor e nas emissões. Os experimentos foram realizados com três misturas de biodiesel a 20%, 40% e 60% (em volume) misturado com 80%, 60% e 40% de diesel, respectivamente. Todas as medições foram realizadas em um motor a diesel turbo de seis cilindros com um sistema de injeção *common rail* de alta pressão em conformidade com o *European Stationary Cycle* (ESC) ou Ciclo Estacionário Europeu. Observaram que os perfis de pressão e temperatura eram apresentavam valores menores quando acrescentavam biodiesel à mistura, justificado pelo fato de o biodiesel possuir menor poder calorífico. Esse comportamento promove uma redução na potência efetiva; um combustível com 60% de biodiesel, em volume, apresentou maior NO_x do que o diesel de referência (100% de diesel); foram observadas reduções significativas nas emissões de material particulado e número de partículas com misturas de biodiesel relativas àquelas do diesel de referência.

No trabalho de (Tesfa, et al., 2012), foi realizada uma análise experimental da injeção de água no interior do cilindro durante a aspiração do ar, com o objetivo de verificar os dados de desempenho e emissões. O experimento foi conduzido utilizando-se um motor diesel funcionando com biodiesel (produzido a partir do óleo de colza), com injeção direta de combustível, de quatro cilindros, quatro tempos e turboalimentado. Foram obtidos os dados de pressão no cilindro, o consumo específico de combustível, a taxa de fluxo de injeção de água, a taxa de fluxo de combustível e a emissão de gases de escape (NO_x , CO e CO_2). Os resultados experimentais revelam que a injeção de água a uma resulta na redução da emissão de (NO_x) em cerca de 50% sem causar qualquer mudança significativa no consumo específico de combustível. Além disso, a injeção de água no coletor de admissão tem pouco efeito sobre a pressão, considerando diferentes condições de operação. Outro ponto observado, é que a temperatura máxima pode não ser afetada. No entanto, afeta a temperatura da combustão da

fase pré-misturada. Observou-se que o consumo específico de combustível aumentou e a eficiência térmica diminuiu devido à injeção de água.

Buscando verificar os efeitos causados na pressão, temperatura e nos níveis de poluentes ao injetar vapor de água no interior da câmara de combustão, (Hadia, et al., 2014) realizaram uma simulação numérica, utilizando um modelo zero-dimensional e um sistema fechado e utilizaram o *software* Chemkin para obtenção dos dados referentes aos poluentes. Concluíram que com o aumento da proporção de água injetada na câmara de combustão, ocorreu a redução nos dados de pressão e temperatura dos gases no interior do cilindro e uma redução significativa nos valores de (NO_x , CO e CO_2).

Experimentos realizados por (Arroyo, et al., 2014) no motor de ignição por centelha utilizando gases derivados da síntese do biogás (syngas 1 e syngas 2) foram comparados aos dados obtidos com o motor operando com gasolina, metano e biogás. Os testes foram efetuados com três razões de equivalência diferentes ($\phi = 0,70, 0,85$ e $1,00$) e rotações entre 2.000 e 4.500 rpm (rotações por minuto). Resultados mostraram que as pressões máximas no interior do cilindro aumentaram devido às frações de hidrogênio nos gases de síntese. Dados de eficiências indicadas foram superiores à gasolina. O teor de (CO) e (CO_2) presente na composição dos gases sintéticos contribuiu para aumentar as concentrações dos gases poluentes em comparação com os outros combustíveis. No caso do (HC), houve redução devido à pequena fração de metano que permaneceu inalterada. Embora as emissões de (NO_x) tenham sido reduzidas, a alta fração de hidrogênio na composição de gás de síntese envolveu emissões elevadas desse poluente devido ao aumento da temperatura da chama que o hidrogênio produz.

(Rasheda, et al., 2016) realizaram análises experimentais em um motor diesel operando com biodiesel de moringa, palm, jatropha e diesel. Os resultados foram comparados com o objetivo de verificar os índices de desempenho e dos poluentes emitidos. De acordo com os autores, para todas as amostras de combustível biodiesel houve redução da potência efetiva e aumento no consumo de combustível específico em relação aos valores encontrados com o uso do diesel. Os resultados das emissões do motor indicaram que o consumo combinado reduz as emissões médias de (CO) e (HC), exceto as emissões de (NO) comparando-se com os do diesel.

Pesquisa desenvolvida por (Rahman, et al., 2014) teve como objetivo revisar alguns estudos realizados para analisar e avaliar a influência do tempo de injeção (início da combustão) no desempenho e emissão de poluentes para diversos combustíveis. Foram verificados o consumo específico de combustível, a eficiência térmica, a temperatura dos

gases de exaustão e os níveis de poluentes emitidos. Os poluentes observados foram os óxidos de nitrogênio, o monóxido de carbono, os hidrocarbonetos e o material particulado. Segundo os autores, o tempo de injeção é um fator preponderante que interfere na combustão e na emissão de poluentes. Ao se alterar o tempo ou ângulo de injeção, modifica-se o *delay* ou atraso da ignição. Tais alterações, nos valores de pressão e temperatura promovem mudanças nos parâmetros de desempenho e nas emissões. (Park, et al., 2011; Sayin, et al., 2008; Zhu, et al., 2013) apud (Rahman, et al., 2014) sugeriram que o retardo no tempo de ignição propicia a redução nos níveis de NO_x devido à redução na pressão e temperatura. No caso de avanço, ocorre a diminuição dos níveis de (CO) e (HC). Concluíram: (1) Quando o tempo de injeção é atrasado, a duração da combustão diminui o que resulta em pressão de cilindro com pico mais baixo. Ocorre a combustão incompleta, provocando a redução da temperatura de saída dos gases, aumento do consumo específico de combustível e menor potência de saída (potência efetiva); (2) Avançar o tempo de injeção promove maior temperatura dos gases no interior do cilindro e aumenta o processo de oxidação entre o carbono e o oxigênio, diminuindo a emissão de (HC) e (CO); (3) Retardar o tempo de injeção proporciona maiores índices de (CO) e (HC), mas reduzem a emissão de (NO_x), considerando as misturas de biodiesel e diesel.

No trabalho desenvolvido por (Graciano, et al., 2016), foi realizada a análise dos parâmetros de desempenho de um motor alimentado por misturas de diesel, biodiesel e biogás. Para o estudo, foi utilizado um modelo matemático aplicado a motores de combustão interna de ignição por compressão. A modelagem desenvolvida contém princípios de termodinâmica clássica, transferência de calor e as perdas por fricção. O equacionamento é baseado em correlações empíricas e teóricas existentes para motores com injeção direta de combustível. São analisados e avaliados a potência efetiva líquida e o torque efetivo do motor. De acordo com as simulações, apresentam-se as seguintes conclusões: (1) usando apenas biodiesel, a potência do motor reduz em cerca de 1,0%, e o consumo de combustível aumenta cerca de 12,0% em relação ao diesel fóssil; (2) utilizando apenas gás natural, a potência do motor reduz em torno de 2,0%, e o consumo de combustível reduz em cerca de 13,0% em relação ao diesel fóssil; e (3) misturas de combustíveis utilizando 50% de biodiesel e/ou 50,0% de gás natural produzem valores de potência de 1,0% quando comparados entre si.

(Sinay, et al., 2018) apoiados nos limites impostos pelas normas Europeias sobre requisitos mínimos em termos de poluentes emitidos pelos automóveis, realizaram experimentos para investigar a influência do biodiesel sobre o processo de combustão e nas emissões dos motores de ciclo Diesel. O motor utilizado continha turbocompressor, quatro cilindros e injeção direta de combustível. Os testes foram efetuados usando proporções de 0%, 50%, 80%

e 100% de biodiesel. As medições individuais foram realizadas utilizando o equipamento de diagnóstico especificado para medição das emissões. Concluíram que a pressão no cilindro está aumentando, moderadamente, no caso de maior quantidade de biodiesel na mistura dos combustíveis e as emissões globais de NO_x aumentam no caso de uma maior velocidade e do carregamento do motor para todos os combustíveis de ensaio.

(Mingrui, et al., 2016) investigaram, numericamente, os efeitos da injeção de água líquida na câmara de combustão de um motor de ignição por centelha quando está comprimindo a mistura (ar e gasolina). A injeção de água aconteceu na posição angular 640° do *Before Top Dead Center* (BTDC) ou antes ponto morto superior com uma duração de 10° e a injeção de combustível ocorreu em 660° e 680° BTDC. Para os casos, trabalharam com massa de água da ordem de 5 a 25%, com intervalos de 5%, em relação à massa de combustível. O objetivo principal foi verificar as consequências, sob o ponto de vista dos parâmetros de desempenho e os níveis de poluentes emitidos, no ciclo com a adição da água em relação ao ciclo Diesel tradicional. O tempo computacional foi de 43 a 48h/simulação. Dentre os resultados, observou-se que ocorreu redução da temperatura e pressão na compressão devido à transferência de calor para vaporização da água. Durante a combustão/expansão os valores de pressão e temperatura aumentam devido à expansão da massa de água causada pela mudança de estado físico (líquido para vapor). Houve, devido ao decaimento da temperatura, a diminuição nos níveis de NO. Concluíram que a melhor condição foi para a razão de 15% da massa de água em relação à massa de combustível; o novo ciclo melhorar a potência de saída, o rendimento térmico e reduz a tendência à detonação.

(Nour, et al., 2016) analisaram e avaliaram, experimentalmente, as consequências, no desempenho e nos índices de emissões de poluentes, da injeção de água no coletor de escape durante a aspiração do ar em motor do ciclo Diesel monocilíndrico, quatro tempos e com injeção direta de combustível. A injeção da água no coletor de escape é realizada no momento de abertura da válvula de escape durante o curso de admissão. Essa parcela de água e os gases de exaustão são reintroduzidos no cilindro do motor, misturados durante o curso de admissão e depois comprimidos. A estratégia tem como foco utilizar a entalpia dos gases de escape para evaporar a água antes da combustão para reduzir as emissões de fuligem e NO_x sem diminuir a temperatura de combustão. Os testes foram conduzidos com massas de água de 6, 12, 24 e $40 \frac{\text{mg}}{\text{ciclo}}$ e injetadas em ângulos da árvore de manivelas de 350° e 400° . Utilizaram, ainda, a recirculação de gases com proporções de 10 e 25%. Os resultados mostram que a injeção de água promove o aumento da pressão no interior do cilindro, da taxa

de liberação de calor aparente na fase de combustão pré-misturada e do atraso de ignição em comparação com o EGR sem injeção de água. A pressão efetiva média indicada (IMEP) com 10 % de EGR e sem injeção de água foi menor (4,1%) que a combustão convencional a diesel. No entanto, com a injeção de água, a IMEP aumentou em 2,6% com 10% de EGR, ao comparar essa situação sem a injeção de água. As emissões de NO_x reduziram até 85% em comparação com a combustão de diesel convencional devido ao efeito EGR. A concentração de fuligem aumentou com o EGR. Ao injetar a água, as emissões de fuligem foram reduzidas em até 45%.

Em (Liang, et al., 2013), foi apresentado um estudo teórico/experimental dos efeitos da injeção da emulsão água/diesel, com razões de 10, 20 e 30% em volume, na câmara de combustão, durante o curso de compressão, e várias concentrações (21 a 24%) de oxigênio no ar de admissão. Os experimentos foram realizados com um motor diesel, quatro cilindros, quatro tempos, injeção direta e turboalimentado. O objetivo desta investigação foi verificar a viabilidade de aplicar a emulsão diesel à base de água e concentrações de oxigênio para mitigar os níveis de NO emitidos e melhorar o desempenho do motor. Os dados de pressão do cilindro coletados através de sensores em um cilindro foram usados para gerar taxas de liberação de calor. Para obtenção dessa taxa, foi utilizada a primeira lei da termodinâmica. Analisaram e avaliaram a pressão do cilindro e da taxa de liberação de calor com a emulsão para diferentes percentuais de água. Como resultados, observaram que a pressão máxima no interior do cilindro é menor quando utilizaram a emulsão em relação à encontrada com o diesel puro. Ao aumentar o teor de água no combustível, houve a redução da pressão dos gases no interior do cilindro. Tal comportamento foi justificado devido ao menor poder calorífico da emulsão em relação ao diesel puro. Além disso, a menor temperatura do cilindro causada pela evaporação de gotículas de água é responsável por um longo período de ignição. As seguintes conclusões foram descritas: 1) O uso do combustível enriquecido com oxigênio promove um menor atraso de ignição, maior pressão de pico no cilindro e maior duração da combustão pré-misturada, bem como melhoria no desempenho do motor e na emissão de MP, com exceção da emissão de NO_x ; 2) O uso da emulsão pode diminuir MP e NO_x . No entanto, a potência de saída do motor também diminuiu de forma significativa.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 HISTÓRICO DOS MOTORES COMBUSTÃO INTERNA

Os motores de combustão interna vêm sendo desenvolvidos há muito tempo. Diversos cientistas se empenharam para aplicar seus conhecimentos e buscaram contornar os escassos recursos tecnológicos das suas épocas para seguir em frente com suas ideias. E o resultado está descrito no breve cronograma abaixo.

1838 – Barnett desenvolveu um motor que já possuía compressão prévia de dois tempos;

1876 – Nicolaus A. Otto desenvolveu um motor que utilizava a combustão de uma carga de ar e combustível para movimentar o pistão (Heywood, 1988).

1880 – Os engenheiros Dugald Clerk, James Robson e Karl Benz desenvolveram com sucesso um motor de combustão interna de 2 tempos (Heywood, 1988). James Atkinson desenvolveu um motor de alta eficiência, no entanto com baixa durabilidade. Concluiu que a eficiência é uma função da razão de expansão, sendo, porém, a razão de compressão limitada pela ocorrência da detonação (*knocking*).

1884 – Publicação da patente emitida em 1862 a Beau de Rochas pelo desenvolvimento dos princípios do ciclo de quatro tempos com compressão prévia e combustão a volume constante. Invalidando a patente concedida a Nicolaus A. Otto em 1876.

1885 – William Priestman, Emil Capitaine e Hebert Stuart foram pioneiros no desenvolvimento dos motores Diesel. Em paralelo, Rudolf Diesel desenvolvia seu motor utilizando os conceitos da termodinâmica.

1891 - Rudolf Diesel recebe a patente pela invenção do motor a compressão.

1951 – Introdução do sistema de injeção direta de combustível nos motores dois tempos dos carros das marcas Goliath e Gutbrod.

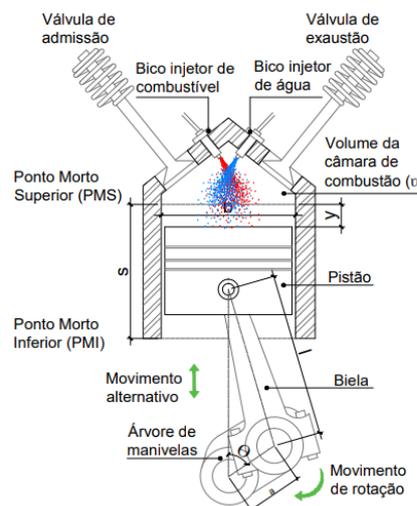
1954 – Introdução do sistema de injeção direta de combustível nos motores quatro tempos dos carros da marca Mercedes-Benz 300.

3.2 TERMINOLOGIA DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS

Antes de analisar os ciclos motores, é importante descrever algumas terminologias que serão utilizadas ao longo do trabalho. Dentre as quais temos, pistão que é o elemento móvel

realizando o movimento alternativo; ponto morto superior (PMS) é o ponto máximo que o pistão atinge dentro do cilindro e o volume deste é mínimo. Nessa posição, define-se o volume da câmara de combustão ou volume morto (v) que é o volume compreendido entre a cabeça do pistão e o cabeçote; ponto morto inferior (PMI) é o ponto mínimo que o pistão atinge dentro do cilindro e o volume deste é máximo e é denominado deslocamento volumétrico ou cilindrada (V_d); curso é a distância entre o PMS e o PMI (s); válvulas de admissão e escape cuja finalidade é admitir a mistura ar e combustível ou apenas o ar e permitir a exaustão dos gases provenientes da combustão, respectivamente. O virabrequim ou árvore de manivelas é o eixo onde estão acoplados os pistões e, conseqüentemente, recebe o movimento alternativo dos pistões; o comprimento da biela (l); a vela de ignição (ciclo Otto) ou o bico injetor de combustível (ciclo Diesel). Uma grandeza obtida, indiretamente, é a relação volumétrica ou taxa de compressão (r) que é a razão entre o volume máximo e o mínimo e representa em quantas vezes o volume é reduzido. A Figura 9 ilustra os termos citados e definidos.

Figura 9 - Nomenclatura para motores de combustão interna alternativo.



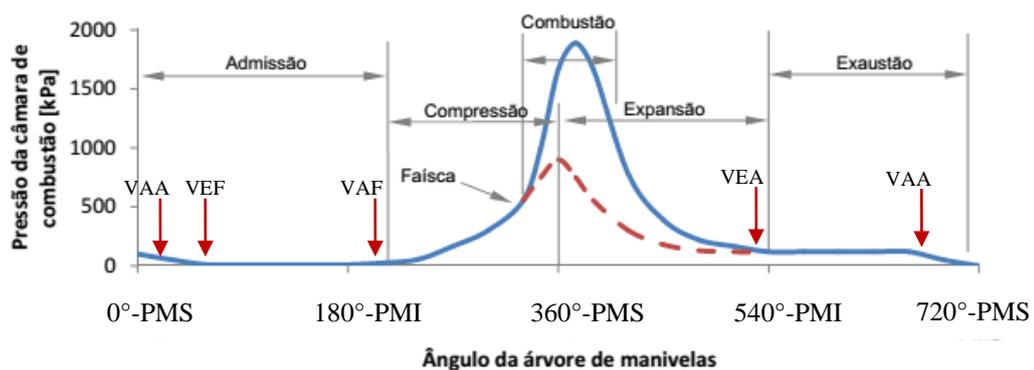
FONTE: adaptado de (Moran, et al., 2013; Wu, et al., 2014)

Graficamente, a Figura 10 ilustra o que ocorre no interior do cilindro em termos de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas desde a admissão (0°) até a exaustão (720°) para um motor de ignição por centelha com quatro cursos. No primeiro curso, a admissão, a válvula de admissão encontra-se aberta e a de exaustão fechada. Nesse tempo, a mistura ar e combustível é aspirada através do movimento de descida do pistão. No fim do curso (180°), a válvula de admissão é fechada, a de exaustão continua fechada e a mistura é comprimida até

o PMS (360°). Verifica-se o aumento gradual da pressão devido à compressão da mistura (ar e combustível). No momento em que a fonte ignitora (faísca da vela) atinge a mistura, ocorre o início da combustão e, conseqüentemente, ocorre o aumento da pressão até seu ponto máximo (540°). Ocorre, também, a expansão dos gases devido à combustão. Por último, acontece a exaustão dos produtos gerados durante a combustão (720°).

O mesmo comportamento é observado para um motor de ignição por compressão. A diferença básica é que nesse ciclo mecânico não há centelhamento através de velas de ignição. O que ocorre é a injeção de combustível no ar que está comprimido e a alta temperatura. Essa temperatura é maior que a de autoignição do combustível, provocando a sua ignição. No tópico 3.3.4, será explicado com mais detalhes o seu funcionamento.

Figura 10 - Comportamento da pressão interna no cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas em um motor quatro tempos de ignição comandada



FONTE: Adaptado de (Loureiro, 2009)

Onde: VAA - Válvula de Admissão Aberta; VEA - Válvula de Exaustão Aberta; VAF - Válvula de Admissão Fechada e VEF - Válvula de Exaustão Fechada.

3.3 OS CICLOS MOTORES

Os processos que ocorrem nos ciclos motores, especificamente os de combustão interna podem ser modelados através dos conceitos idealizados da termodinâmica. Podem ser citados, nesse grupo, o ciclo Otto, ciclo Diesel e o ciclo Misto. Conforme (Moran, et al., 2013), analisar o detalhadamente o desempenho de um motor de combustão interna levaria em conta diversos aspectos, tais como a combustão que ocorre dentro do cilindro, os efeitos de

irreversibilidade ligados ao atrito e aos gradientes de temperatura e pressão, a transferência de calor entre os gases no cilindro e as paredes do cilindro e o trabalho necessário para carregar o cilindro e descarregar os produtos da combustão. Sendo assim, utilizam-se algumas hipóteses simplificadoras que permitam a realização de análises termodinâmicas desses motores. Conforme (Martins, 2006), são elas: o fluido operante tem sempre as propriedades do ar, o fluido operante comporta-se sempre como um gás perfeito, a combustão é substituída pela adição de calor fornecida por uma fonte externa e o escape dos gases provenientes da combustão é substituído pela rejeição de calor, completando um ciclo termodinâmico, ou seja, levando o fluido ao seu estado inicial. Segundo (Moran, et al., 2013), incluem-se nas simplificações a inexistência de processos de admissão e escape e todos os processos são inteiramente reversíveis. Esse procedimento é denominado “Análise Ar-Padrão”. Ainda segundo os pesquisadores, “uma análise abrangente necessita que essas complexidades sejam consideradas”.

3.3.1 Ciclo Ar-Padrão Otto (Volume Constante)

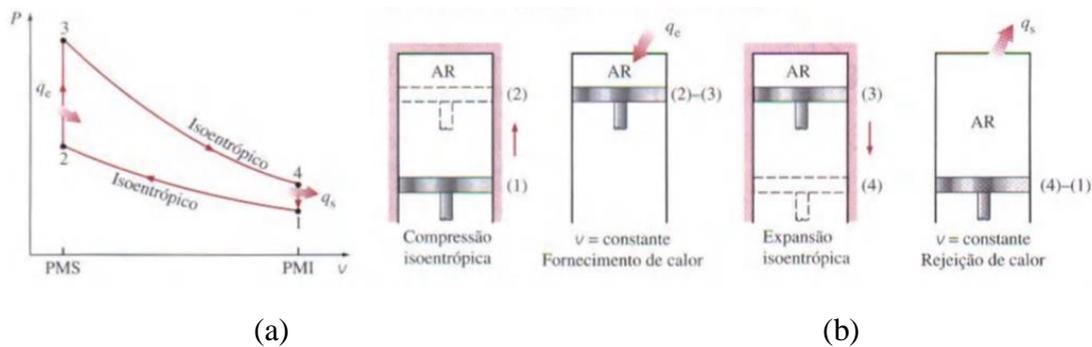
O ciclo Otto engloba todos os motores a combustão interna que utilizam uma centelha elétrica para iniciar o processo de combustão e o fluido operante é uma mistura de ar e combustível que pode ser a gasolina e/ou, álcool ou gás natural.

A Figura 11 (a) ilustra o diagrama P-v para o ciclo Ar-Padrão Otto. Podem ser observados quatro processos reversíveis:

- 1-2: Compressão isentrópica do ar conforme o pistão se desloca do PMI ao PMS.
- 2-3: Transferência de calor a volume constante para o ar a partir de uma fonte externa enquanto o pistão encontra-se no PMS.
- 3-4: Expansão isentrópica (fornecimento de potência).
- 4-1: Calor rejeitado pelo ar a volume constante enquanto o pistão encontra-se no PMI.

Na Figura 11 (b), observa-se o cilindro e as diversas posições do ciclo descrito acima que o pistão encontra-se.

Figura 11 - Diagrama P-V e esquema de funcionamento do ciclo Ar Padrão Otto de quatro tempos.



(a)
 FONTE: (Çengel, et al., 2006).

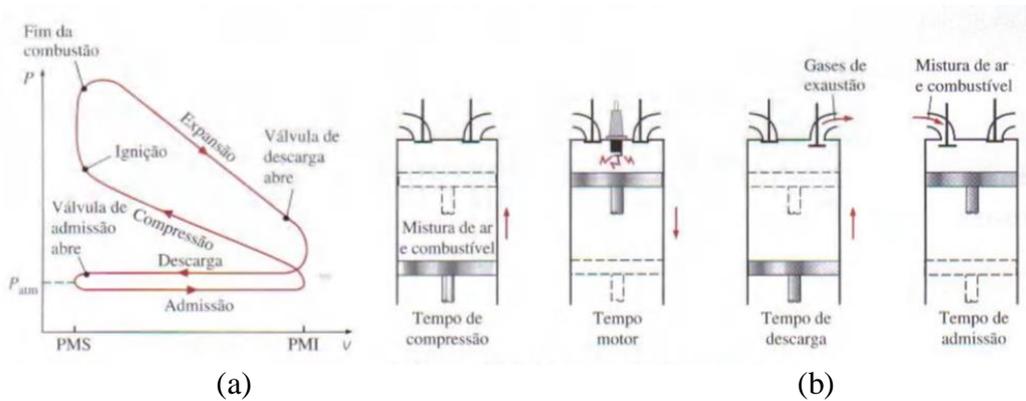
3.3.2 Ciclo Otto Real

Observando a Figura 12 (b), podem-se verificar as posições que o pistão executa dentro dos tempos de admissão, compressão, combustão e exaustão. A sequência apresenta a compressão da mistura ar e combustível ou apenas ar no caso de injeção direta de combustível – *Gasoline Direct Injection* (GDI) - através do deslocamento do pistão do PMI ao PMS. Nesse momento as válvulas encontram-se fechadas. Antes de o pistão alcançar o PMS, a centelha é disparada e inicia-se a combustão, ocorrendo a execução de trabalho sobre o pistão. Deslocando-o do PMS ao PMI, com a transformação do movimento alternativo em rotativo através do conjunto pistão/árvore de manivelas. Em seguida o pistão desloca-se do PMI ao PMS e a válvula de escape é aberta propiciando a exaustão dos gases advindos da combustão. O último tempo ocorre a admissão de uma nova mistura ar e combustível através do deslocamento do pistão do PMS ao PMI e com a válvula de admissão aberta. É importante frisar que a pressão no interior do cilindro durante a exaustão é levemente acima da pressão atmosférica. Já durante a admissão a pressão é levemente abaixo da atmosférica.

A Figura 12 (a) ilustra o diagrama P-V para o ciclo mecânico Otto. Observa-se a compressão da mistura ar e combustível com a diminuição do volume. Em um determinado momento, com o pistão indo ao PMS, ocorre o disparo da centelha iniciando a combustão. Inicia-se, após um determinado tempo, a expansão ocorrendo o aumento do volume e a realização de trabalho pelo sistema. Ainda no curso de descida do pistão, ocorre a abertura da válvula de escape, iniciando a exaustão dos gases provenientes da combustão. O pistão chega ao PMI e reinicia o movimento de subida até o PMS, propiciando o escape dos gases. Ao chegar ao PMS, fecha-se a válvula de escape e abre-se a de admissão. O pistão inicia o

movimento de descida, ou seja, sai do PMS para o PMI, promovendo a admissão de uma nova mistura ar e combustível. Completa-se o ciclo mecânico.

Figura 12 - Diagrama P-V e esquema de funcionamento do ciclo Otto real de quatro tempos



FONTE: (Çengel, et al., 2006).

3.3.3 Ciclo Ar-Padrão Diesel (Pressão Constante)

Assim como o ciclo Ar-Padrão Otto, o ciclo Ar-Padrão Diesel é um ciclo idealizado. Para efeito de análise considera-se que a adição de calor ocorre à pressão constante, iniciada com o pistão no PMS. Observando a Figura 13, tem-se a representação do diagrama P-V para o ciclo citado. Há quatro processos reversíveis. São eles:

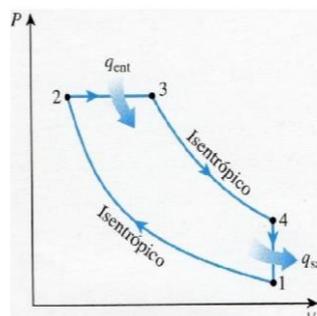
1-2: Compressão isentrópica;

2-3: Primeira parte do curso de potência. Transferência de calor ao fluido de trabalho a pressão constante;

3-4: Expansão isentrópica. Restante do ciclo de potência;

4-1: Calor é rejeitado pelo ar a volume constante enquanto o pistão encontra-se no PMI.

Figura 13 - Diagrama P-v e esquema de funcionamento do ciclo Ar Padrão Diesel de quatro tempos

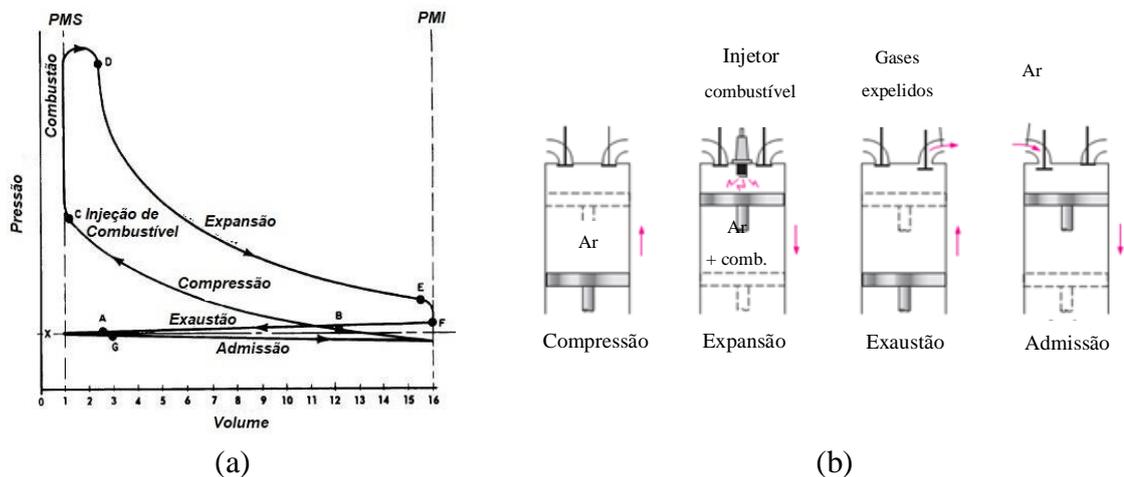


FONTE: (Çengel, et al., 2006).

3.3.4 Ciclo Diesel Real

A diferença básica entre os motores dos ciclos Otto e do Diesel encontra-se no método de início da combustão. O ar é comprimido a uma temperatura acima da temperatura de autoignição do combustível. Em seguida o combustível é injetado na massa de ar comprimida e aquecida e a combustão é iniciada através desse contato. A Figura 14(a) tem-se o gráfico P-V apresentando o comportamento desde a admissão até a exaustão. O funcionamento é igual ao do ciclo Otto descrito no tópico 3.3.2. Na Figura 14(b), constam as posições que o pistão executa dentro dos tempos de admissão, compressão, combustão e exaustão.

Figura 14 – Diagrama P-v e esquema de funcionamento do ciclo Diesel real de quatro tempos.



FONTE: (Çengel, et al., 2006). Termodinâmica, 5ª edição.

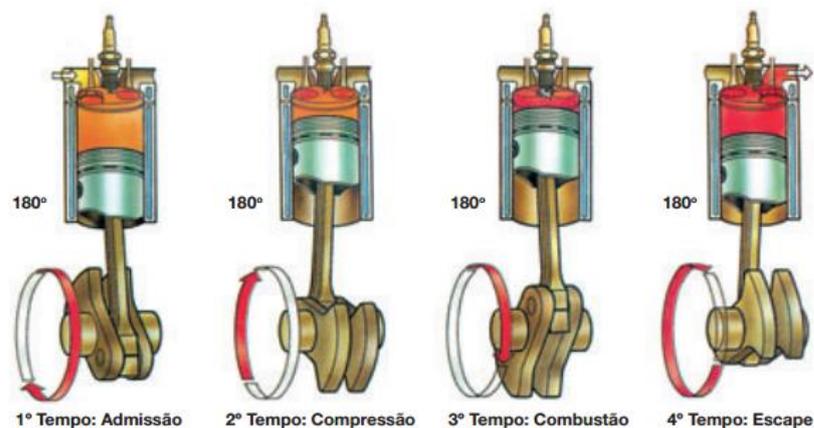
3.4 OUTRAS CLASSIFICAÇÕES

3.4.1 Motor Dois e Quatro Tempos Alternativo

A nomenclatura dois ou quatro tempos refere-se à quantidade de cursos do motor. A cada dois cursos do pistão, a árvore de manivelas percorre uma volta completa (360°). A partir dessa informação, para um motor quatro tempos (admissão, compressão, expansão e exaustão), a cada duas voltas da árvore de manivelas é completado o ciclo mecânico, ou seja, todos os tempos são executados. No caso do motor de dois tempos, a cada volta da árvore de manivelas o ciclo mecânico é realizado.

Na admissão, o pistão desloca-se do PMS ao PMI com a válvula de admissão aberta. Devido ao movimento descendente, origina-se uma depressão e o ar ou a mistura ar e combustível é aspirado (a). Na sequência, a válvula de admissão é fechada e o pistão realiza o movimento inverso (PMI ao PMS) comprimindo (compressão) o ar ou a mistura. Ao se aproximar do PMS, ocorre a liberação da faísca ou do combustível para que seja iniciada a combustão e, conseqüentemente, a expansão dos gases e realização do trabalho pelo sistema (trabalho positivo). Na exaustão, o pistão desloca-se do PMI ao PMS com a válvula de admissão fechada e a de exaustão aberta para que sejam expelidos os produtos da combustão. Dessa forma, são executados os quatro tempos do motor. A Figura 15 ilustra os quatro tempos do motor alternativo descritos

Figura 15 – Esquema representativo dos quatro tempos de um motor alternativo



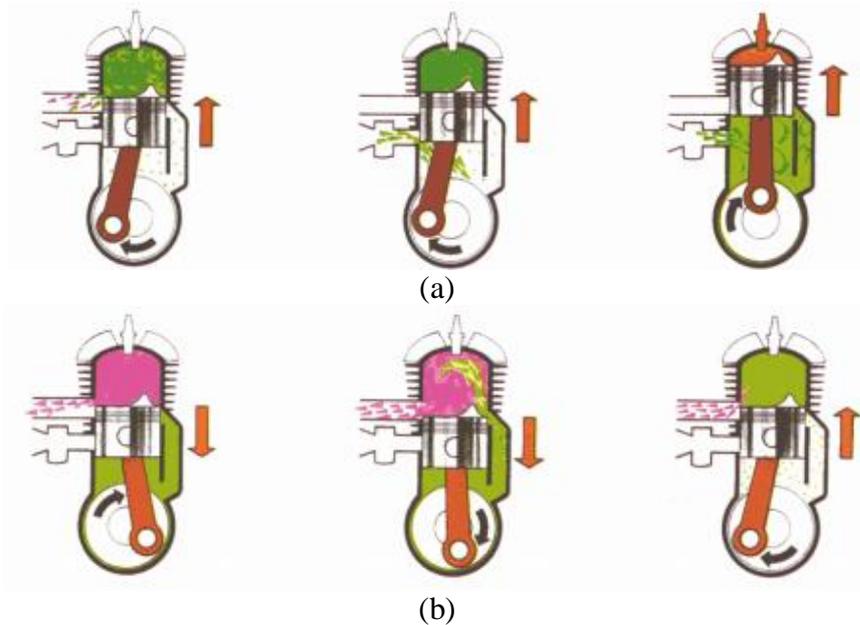
FONTE: (Brunetti, 2012)

No ciclo dois tempos, o pistão dirige-se ao PMS, comprimindo a mistura ar-combustível. As janelas de escape e carga são fechadas, abrindo-se a janela de admissão. Com o movimento do pistão, gera-se uma depressão dentro do cárter e assim, por diferença de pressão, admite-se uma nova mistura ar-combustível-óleo lubrificante, que será utilizado no próximo ciclo. Pouco antes de atingir o PMS, ocorre a centelha (ciclo Otto), provocando a combustão da mistura e gerando uma força sobre o pistão. O virabrequim dá meia volta (180°) concluindo o primeiro tempo. A Figura 16(a) ilustra o funcionamento descrito.

O segundo tempo é iniciado com o pistão sendo deslocado do PMS até o PMI. Durante o curso, o pistão passa na janela de descarga dando vazão aos gases da combustão. Ao mesmo tempo o êmbolo abre a janela de carga permitindo que uma nova mistura ar-combustível entre no cilindro preparando-o para o novo ciclo e forçando os gases provenientes da combustão

para fora (lavagem). O virabrequim, neste segundo tempo, dá mais meia volta (180°) e encerra-se o ciclo mecânico (Figura 16(b)).

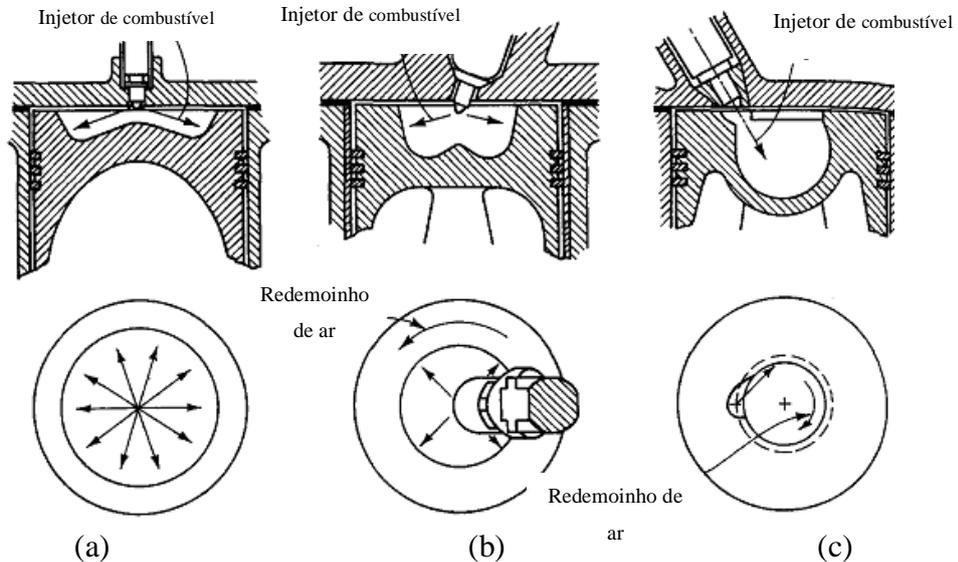
Figura 16 – Esquema representativo dos dois tempos de um motor ciclo Otto alternativo



3.4.2 Injeção Direta e Indireta

A classificação de injeção direta e indireta refere-se à posição onde o bico injetor está localizado. No primeiro tipo, o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão. Como vantagens desse tipo de sistema, pode-se citar a combustão mais regular o que proporciona um bom rendimento térmico, uma boa taxa de consumo e altas pressões de injeção. É bastante utilizada, atualmente, em motores de combustão interna. A energia e o momento advindos dos jatos de combustível injetado proporcionam sua distribuição e taxas de mistura com o ar adequadas. Nesse sistema, o combustível é introduzido em várias direções, a elevada pressão, com boas atomização e penetração. A depender do tamanho do motor, das especificações técnicas no tocante aos parâmetros de desempenho, o tipo de câmara de combustão e o tipo de injetor de combustível, ilustrados nas Figura 17(a), (b) e (c), são projetados para que se obtenha o melhor resultado energético em paralelo aos índices de poluentes aceitáveis.

Figura 17 - Tipos de injeção direta em motores ignição por compressão. (a) Câmara com vários orifícios em motores grandes; (b) Câmara do tipo tigela com redemoinho em motores pequenos e médios; (c) Câmara do tipo bolha usada em motores pequenos e médios.



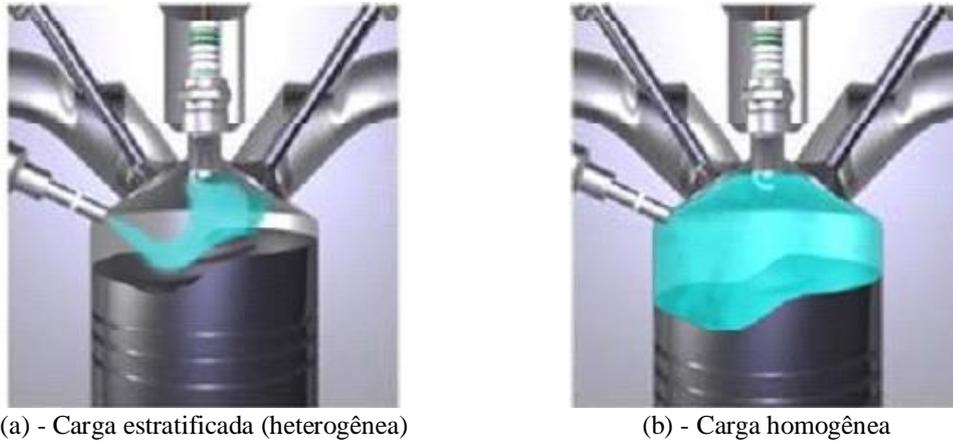
FONTE: (Heywood, 1988).

Segundo (Cunha, 2011), a injeção direta permite um controle mais preciso do combustível injetado e dos tempos de injeção, provocando um menor desperdício. A vaporização do combustível permite a aplicação de taxas de compressão mais elevadas, devido ao abaixamento de temperatura provocado pelo fornecimento de energia para a sua mudança de fase (líquido-gasoso).

A injeção direta permite que seja utilizada a carga estratificada (heterogênea), Figura 18(a), e a carga homogênea (Figura 18(b)). No primeiro grupo, uma mistura rica próxima à vela de ignição (motores Otto) permite que a combustão seja iniciada de forma rápida, estável e eficiente. O restante do cilindro pode ser preenchido com uma mistura pobre. Dessa forma, consegue-se obter baixos valores de poluentes e um maior rendimento térmico em condições de baixa carga que é semelhante ao dos motores de ignição por compressão. Nesse sistema, a massa de ar que envolve a zona da mistura ar/combustível atua como um isolamento na transferência de calor para as paredes da câmara de combustão.

Na segunda classificação, o combustível é injetado durante a admissão do ar no cilindro para que se produza uma mistura homogênea e estequiométrica. Utiliza-se em plena carga.

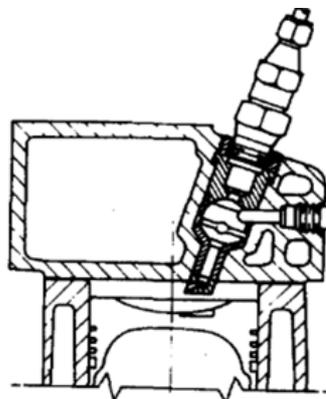
Figura 18 - Tipos de injeção direta em motores. (a) Carga estratificada (heterogênea) (b) Carga homogênea



Como desvantagens, pode-se citar: os custos associados devido a maior complexidade técnica dos componentes, os injetores têm que suportar temperaturas e pressões bastante elevadas ao se comparar aos de injeção indireta.

No segundo tipo, a injeção de combustível é realizada em uma pré-câmara de combustão para posteriormente ser misturado ao ar para realização da combustão. Apresenta baixas pressões de injeção de combustível, são utilizadas câmaras de turbulência que induzem à formação de turbulência que auxilia na formação da mistura ar- combustível. Seu rendimento é mais baixo e a produção de poluentes é maior que o sistema anterior. Observa-se na Figura 19 a configuração para esse sistema.

Figura 19 - Tipos de injeção indireta em motores de ignição por compressão com pré-câmara turbulenta.



FONTE: (Heywood, 1988)

3.5 COMBUSTÃO

A combustão é definida como o processo rápido de oxidação química que tem como resultado a liberação de energia ao mesmo tempo em que os produtos da combustão são formados. As ligações no interior das moléculas dos reagentes são quebradas, e os átomos e os elétrons são reorganizados para formar os produtos. Trata-se de um processo onde ocorrem várias reações químicas muito complexas, rápidas e os produtos formados dependem de vários fatores, tais como: temperatura, pressão e quantidade de ar ou razão de equivalência. Para sintetizar o que foi escrito, a reação de combustão pode ser expressa por:



É importante frisar que para que ocorra uma reação de combustão, é necessária a presença de três elementos que formam o chamado triângulo do fogo. São eles: combustível (sólido, líquido ou gasoso), comburente e o calor que podem ser observados na Figura 20. O primeiro é a substância inflamável, o segundo é o oxigênio e o terceiro é a fonte de ignição.

Figura 20 - Triângulo do fogo.



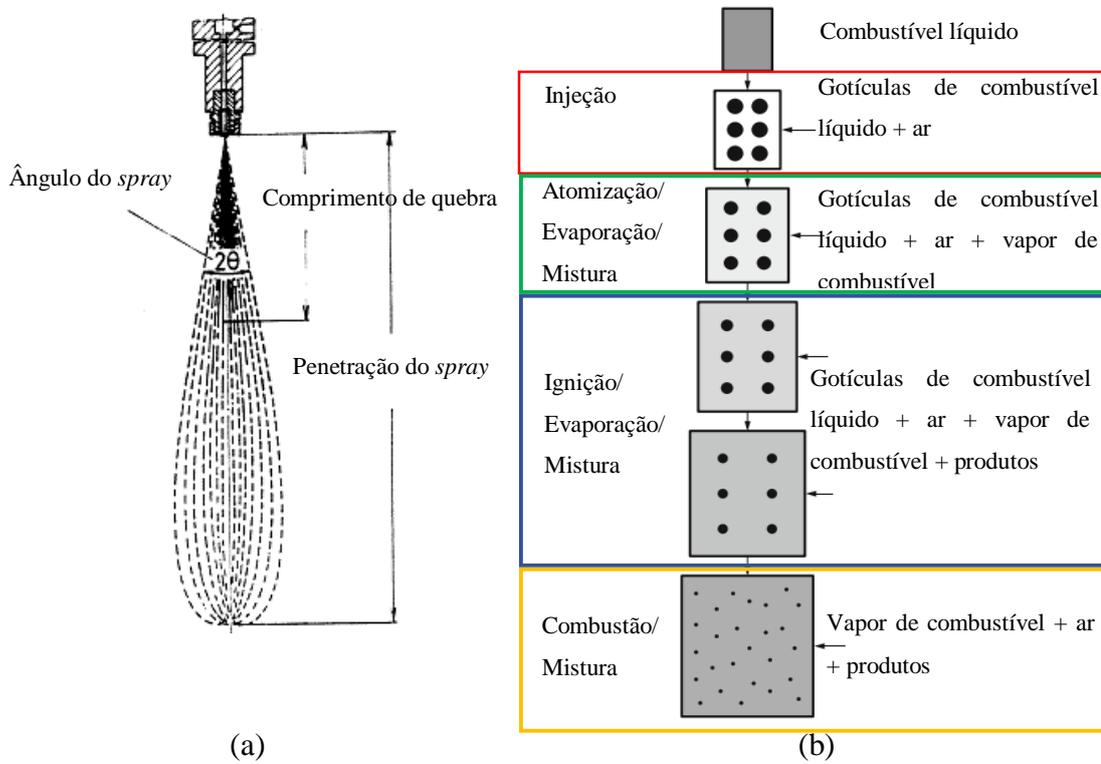
FONTE: (Brunetti, 2012)

Considerando a combustão real em motores de combustão interna, verifica-se que a quantidade de ar pode exceder a teórica. Esse método é adotado para garantir que o combustível seja oxidado ao máximo. Entretanto, não é impossível o surgimento nos produtos de alguma quantidade de monóxido de carbono (CO) e de oxigênio não queimado. Justifica-se tal situação pelo fato da possibilidade de uma mistura incompleta, tempo insuficiente para combustão completa, etc. A situação oposta, ou seja, deficiência de ar menor que a teórica, os produtos formados podem conter dióxido de carbono e monóxido de carbono e combustível não queimado.

Nos motores do ciclo Diesel, a combustão inicia-se com a injeção do combustível pressurizado através dos bocais. Nesse momento, o combustível encontra-se na fase líquida nesses pacotes. Na sequência o líquido é desintegrado ou atomizado em pequenas gotículas com diferentes tamanhos e concentrações, que são aquecidas pelos gases quentes arrastados pelo ar até os pacotes de combustível pulverizado. Acontece, agora, a evaporação das gotas. A Figura 21(a) mostra um jato de combustível sendo injetado. São identificadas algumas partes importantes para entendimento do *spray*, tais como: ângulo, comprimento de quebra e ponta de penetração. Na Figura 21(b) observa-se a composição do *spray* sob o aspecto da sua composição física.

Segundo (Rakopoulos, et al., 2009), tal reação é dependente de vários fatores, tais como: forma de injeção do combustível, propriedades do ar (densidade, turbulência, temperatura), as características número de cetano e poder calorífico do combustível, número e diâmetro dos orifícios dos injetores, como taxa de compressão, temperatura da parede do cilindro, geometria do motor, do sistema de admissão, configuração da válvula, da câmara de combustão, etc.

Figura 21 - a) Partes do spray de combustível. b) Composição física dos pacotes do *spray*



FONTE: (Hiroyasu).

FONTE: (Stiesch, 1999).

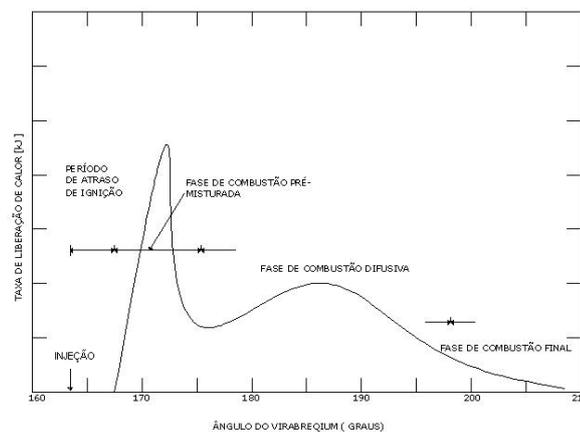
Do ponto de vista da taxa de variação da energia lançada pela reação de combustão em motores do ciclo Diesel, é importante citar que apresenta três fases distintas descritas abaixo e apresentadas através da Figura 22.

1 – **Atraso na ignição ou *ignition delay***: Corresponde ao período entre a injeção do combustível e o início da combustão. O combustível é injetado durante o período de atraso na ignição é misturado ao ar na câmara de combustão e é necessário aguardar que ocorra a evaporação e a reação com o ar. Esse atraso é decomposto em atraso físico (evaporação do combustível, mistura e transferência de calor) e o atraso químico (reações químicas). O atraso não deve ser elevado à custa de ocorrer a detonação causada pela elevada quantidade de combustível que será oxidado simultaneamente. A detonação é um tipo de auto-ignição de uma parte da mistura, onde as condições de temperatura são superiores as de ignição espontânea do combustível. É caracterizada por velocidades de propagação de chama bastante elevadas e por um ruído metálico (Martins, 2006).

2 – **Combustão pré-misturada:** Nessa fase, o combustível já vaporizado e misturado ao ar durante a fase anterior proporciona a combustão rápida da porção de combustível injetado durante poucos ângulos da árvore de manivelas. A formação da mistura continua nessa fase e há influência direta no desenvolvimento da combustão, bem como na formação de poluentes. A velocidade de liberação de energia ou taxa de queima é controlada pela cinética das reações em cadeia. No final da combustão, é atingida a máxima temperatura na câmara de combustão. Conforme (Rakopoulos, et al., 2009), esse estágio, geralmente, é caracterizado por uma alta taxa de aumento da pressão do gás contidos no interior do cilindro.

3 – **Combustão difusiva ou mistura controlada:** Também conhecido como período da combustão controlada, ocorre logo após o período da combustão pré-misturada. Caracteriza-se por uma queima lenta onde a taxa de queima não é governada pela cinética química, mas sim pela injeção do combustível e turbulências geradas no interior da câmara de combustão. A quantidade de combustível injetado que ainda não formou uma mistura apropriada com o ar até o momento da ignição vai sendo consumida de forma mais lenta durante a combustão, caracterizando as “frentes de chama” nos motores diesel. A combustão final corresponde ao período em que os focos de ignição vão se extinguindo.

Figura 22 - As três fases da combustão em um motor diesel.



FONTE: (Hauck, 2010)

3.6 FORMAÇÃO E EMISSÃO DE POLUENTES

Devido ao tipo de combustível utilizado, no caso de derivado de petróleo, os motores do ciclo Diesel emitem hidrocarbonetos, óxidos nítricos, monóxido de carbono e material particulado. Essas emissões, dependendo da quantidade, levam a sérios problemas ambientais que contribuem à deterioração da qualidade do ar, especialmente em grandes centros urbanos

e à saúde. Fato que gerou a criação de limites, por partes dos órgãos de fiscalização e controle, na emissão de poluentes cada vez mais rígidos. Dessa forma, o desenvolvimento de estudos e tecnologias adequadas que mitiguem tal situação é cada vez mais necessário.

Como exemplo, a Tabela 1 apresenta os limites máximos de emissão de monóxido de carbono e hidrocarbonetos para motor do ciclo Otto de quatro tempos. Na tabela, estão listados o ano de fabricação, a cilindrada e os índices dos compostos químicos citados.

Tabela 1 - Limites máximos de emissão de CO corrigido (%) e de HC corrigido (ppm) em marcha lenta e de fator de diluição para motocicletas e veículos similares com motor do ciclo Otto de 4 tempos

Ano de fabricação	Cilindrada (cm ³)	CO (%)	HC (ppm)
Até 2002	Todas	7,0	3.500
2003 a 2009	< 250	6,0	2.000
	≥ 250	4,5	2.000
≥ 2010	< 250	2,5	600
	≥ 250	2,0	400

FONTE: (CONAMA, 2012)

Como regra geral, os motores de combustão interna atuais devem atender aos limites determinados e que são constantemente reduzidos. Dessa forma, obrigam-se os fabricantes a desenvolver motores com maiores rendimentos, ou seja, produzirem potência com o máximo aproveitamento do combustível e, claro, atendendo o mínimo valor das emissões. A Tabela 2 apresenta valores, em g/kWh, de emissões de um motor diesel novo (Costa, 2007).

Tabela 2 - Padrões para motor Diesel novo

Poluente	Descrição	Consumo/Energia
CO	Monóxido de Carbono	0,30 g/kWh
CO ₂	Dióxido de carbono	379,95 g/kWh
HC	Hidrocarbonetos não-queimados	1,78 g/kWh
N ₂	Nitrogênio	2,53 g/kWh
NO _x	Óxidos de Nitrogênio	8,56 g/kWh
PM	Material Particulado	372,00 g/kWh
SO ₂	Dióxido de Enxofre	462,00 g/kWh

FONTE: (Costa, 2007)

As quantidades dos compostos poluentes produzidos no motor dependem do seu projeto e das suas condições de utilização. Como descrito por (Martins, 2006), pode-se enquadrar alguns índices e suas respectivas quantidades nas seguintes ordens de grandezas:

- Motores de ignição comandada ou centelha:

$$\text{NO}_x \rightarrow 500 \text{ a } 1000 \text{ ppm ou } 20 \frac{\text{g}}{\text{kg de combustível}}$$

$$\text{CO} \rightarrow 1 \text{ a } 2\% \text{ ou } 200 \frac{\text{g}}{\text{kg de combustível}}$$

$$\text{HC} \rightarrow 3000 \text{ ppm ou } 25 \frac{\text{g}}{\text{kg de combustível}}$$

- Motores de ignição por compressão:

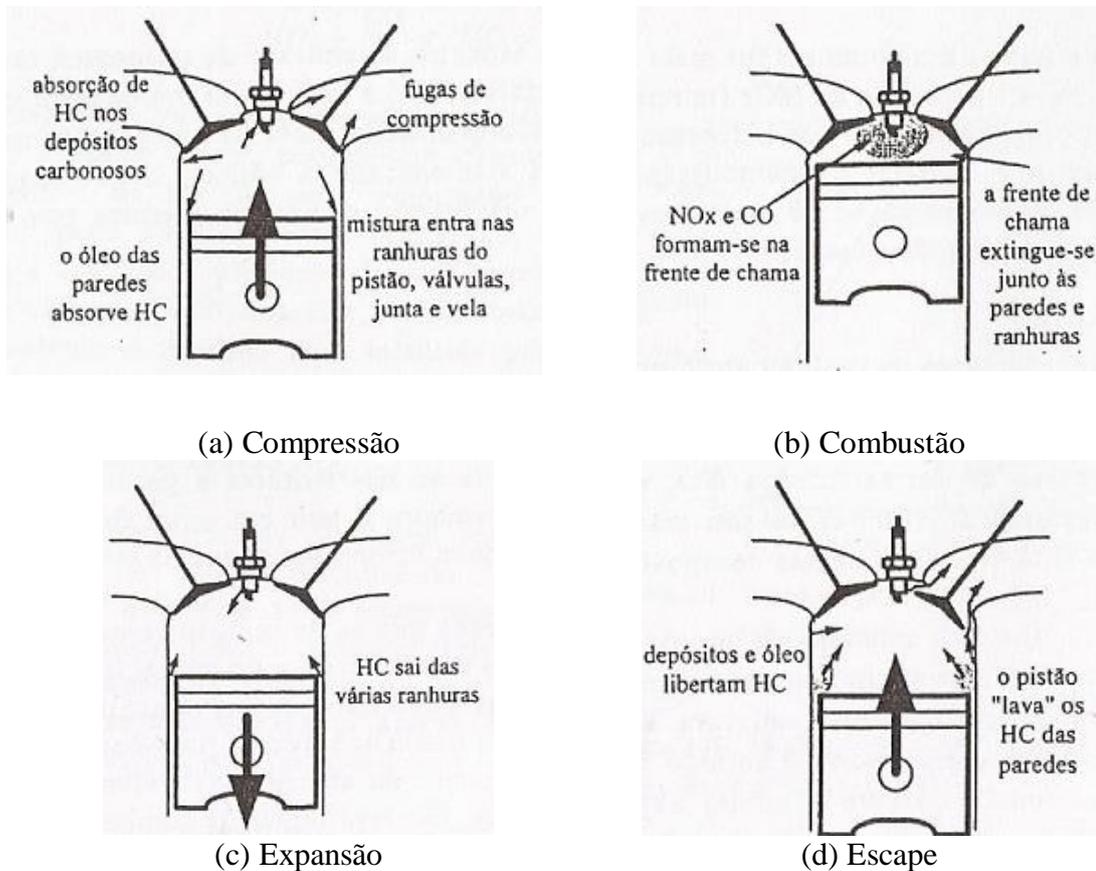
$$\text{NO}_x \rightarrow 50 \text{ a } 1000 \text{ ppm ou } 15 \frac{\text{g}}{\text{kg de combustível}}$$

$$\text{CO} \rightarrow 100 \text{ a } 500 \text{ ppm ou } 10 \frac{\text{g}}{\text{kg de combustível}}$$

$$\text{HC} \rightarrow 400 \text{ ppm ou } 3 \frac{\text{g}}{\text{kg de combustível}}$$

Como já citado, a temperatura é um fator preponderante para que ocorram as reações químicas e, conseqüentemente, a formação de poluentes. A sistemática para a geração de hidrocarbonetos não queimados (HC) é a migração da mistura ar-combustível em motores de ignição comandada para as pequenas fendas entre o pistão e o cilindro. Isso ocorre durante a compressão e combustão por causa da pressão crescente que faz com que essa mistura se desloque através desses espaços. Ao se iniciar a expansão e posteriormente a exaustão, a pressão decresce rapidamente e a mistura é deslocada pela diferença de pressão e sai pela válvula de exaustão sem entrar em combustão. Outra forma de origem é a queima de misturas ricas o que ocasiona a combustão incompleta do carbono. No caso do NO_x e do CO, verifica-se que sua formação é fortemente dependente da temperatura. A Figura 23 contém os processos de formação dos poluentes, tais como: NO_x , CO e HC durante os cursos de compressão até a exaustão em um motor de ignição por compressão de quatro tempos.

Figura 23 - Processos de produção de poluentes (NO_x , CO e HC) considerando os quatro cursos do motor.



FONTE: (Martins, 2006)

3.7.1 CO

O monóxido de carbono (CO) é um gás venenoso, incolor e inodoro. Tais características tornam difícil sua identificação. Segundo, (Martins, 2006), a produção desse poluente é controlada principalmente pela riqueza da mistura, ou seja, $\phi > 1,0$. Quando uma mistura rica ocorre, não há excesso de oxigênio para oxidar todos os átomos do carbono resultando em uma combustão incompleta e, conseqüentemente, ocorre a produção de CO. Pode ocorrer, ainda, em uma combustão completa devido à falta de tempo para ocorrer a queima do combustível e/ou a falta de mistura entre o ar e combustível. Outra possibilidade de formação, é a partir da dissociação do dióxido de carbono (CO_2) que, como citado, depende da temperatura (elevadas).

3.7.2 NO_x

Os óxidos de nitrogênio ou óxidos de azoto são formados devido a altas temperaturas dos gases contidos no interior do cilindro a partir de reações entre o azoto e o oxigênio do ar. Quanto maior for a temperatura fornecida pela combustão e quanto maior quantidade de oxigênio existir, maior será o quantitativo desses compostos. Dentro da família dos óxidos de nitrogênio, têm-se o monóxido de nitrogênio (NO), o dióxido de nitrogênio (NO₂) e o óxido de nitrogênio ou protóxido de nitrogênio (N₂O), sendo o primeiro presente em maior quantidade. Segundo (Sun, 2016), a composição de (NO) nas emissões dos motores é acima de 90%. O percentual restante é dividido entre os outros dois compostos químicos. Segundo (Ferguson, et al., 2001), há três mecanismos para produção do (NO). São eles: mecanismo Zeldovich ou térmico, o *Fenimore* ou *prompt* e o mecanismo intermediário (N₂O). Sendo o primeiro o mais significativo (Sivalingam, et al., 2015).

Conforme (Bowman, 1975) apud (Sun, 2016), três reações químicas que representam a formação do (NO) são apresentadas (Equação 1, Equação 2 e Equação 3, respectivamente).



De acordo com o pesquisador, a Eq. 10 representa a reação inicial para a formação de NO, gerando o radical N. A taxa de formação de NO, ao se considerar baixas temperaturas, é muito mais lenta em comparação com a taxa de combustão e, portanto, a maioria de NO é assumida como sendo produzida após a conclusão de combustão. Tal personagem implica que a formação de NO.

A produção de NO é influenciada pela razão ar-combustível ($\frac{A}{C}$), pela temperatura e pressão dos gases no interior do cilindro e pela rotação. O primeiro fator causa, quando se trata de uma mistura pobre, mais oxigênio e nitrogênio disponíveis para a reação de combustão, o que aumenta a probabilidade de formação desse poluente. O segundo, quanto maior, aumenta as taxas de reações, gerando mais NO. O último proporciona, quando existem baixas velocidades, um maior tempo para ocorrerem as reações, o que eleva os índices de monóxido de nitrogênio.

3.7 FORMAS DE INJEÇÃO DA ÁGUA NO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Conforme apresentadas na revisão bibliográfica, há diversas pesquisas sendo estudadas com a finalidade de desenvolver novas tecnologias para melhorar os aspectos térmicos nos motores de combustão interna. Dentro desse contexto, a ideia adotada, nesse trabalho, foi a de injetar água no interior do cilindro.

Dessa forma, é importante descrever as formas como a adição da água pode ser efetuada. Conforme (Iyer, et al., 2017), existem as seguintes maneiras: 1) Injetar no coletor de admissão e/ou de escape; 2) Injetar, diretamente, na câmara de combustão; 3) Injetar a emulsão água/diesel (no coletor ou na câmara de combustão).

1) Esse mecanismo é o método mais simples de adição de água. Ocorre a injeção do fluido no coletor de admissão ou no de escape (Figura 24). Nesse método, também denominado fumigação, o controle sobre parâmetros de injeção, como coordenadas espaciais e tempo, é limitado. Devido a isso, as reduções de (NO_x) tendem a ser menores em comparação com o método de injeção direta e emulsão no cilindro. A evaporação incompleta da água pode fazer com que a água colida nas paredes do cilindro, causando danos ao filme de óleo lubrificante e causando danos ao motor. Assim, a fumigação de vapor de água em vez de líquido é considerada mais segura (Hadia, et al., 2014). A geração do vapor de água requerido pode ser feita usando o calor residual do motor, a energia térmica dos gases de escape, etc.

Figura 24 – Injeção de água no coletor de admissão do motor.

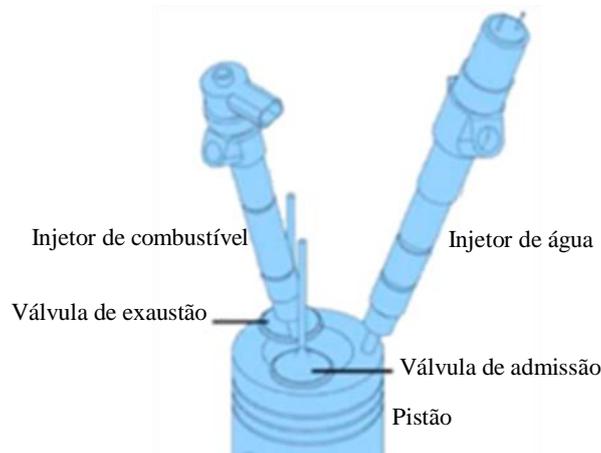


FONTE: (Iyer, et al., 2017).

2) Nessa técnica, um bico injetor introduz a água diretamente na câmara de combustão em uma determinada posição angular da árvore de manivelas (Figura 25). É o método mais fácil de introduzir o fluido, não necessitando de grandes alterações físicas do motor (Zhanga, et al.,

2017). Uma das maiores vantagens é a ampla relação água/combustível que pode ser utilizada para diferentes condições de operação do motor.

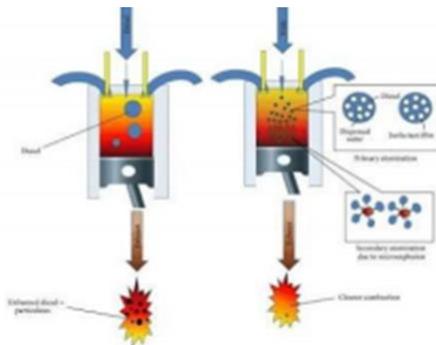
Figura 25 – Injeção direta de água no interior na câmara de combustão.



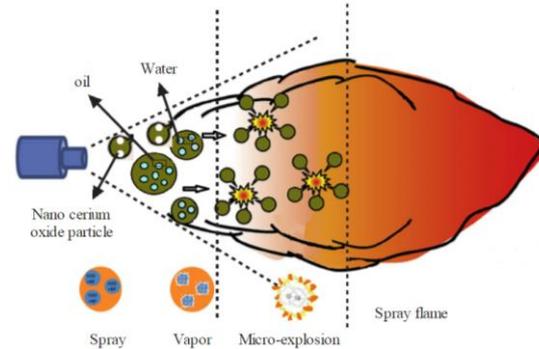
FONTE: Adaptado de (Zhanga, et al., 2017)

3) Segundo (Iyer, et al., 2017), o sistema de emulsão consiste em dois líquidos imiscíveis, sendo um deles finamente dispersado no outro (Figura 26). Em geral, a emulsão consiste em diesel puro e água destilada misturada com um surfactante. Esse tipo de método de emulsão é chamado de “água no combustível”. Segundo (Liang, et al., 2013), o fenômeno consiste em encapsular as gotas de água com o combustível. Ao aquecê-lo, tem-se como resultado, micro explosões ao redor das partículas de água. Ocorrerá a transferência de calor do combustível à água e, considerando que o ponto de ebulição da água é menor que o do diesel, haverá a vaporização da água (Ogunkoya, et al., 2015). Essa situação provocará modificações em termos de pressão e temperatura dos gases contidos no cilindro e, conseqüentemente, alterações nos parâmetros de desempenho e nos poluentes. Na configuração oposta, isto é, se a névoa de combustível for misturada na fase aquosa contínua, haveria uma grande probabilidade de a água entrar em contato com a superfície do revestimento dentro do cilindro e com outras peças metálicas que possam causar corrosão e originar problemas no motor.

Figura 26 – Emulsão água/diesel injetada na câmara de combustão do motor.



FONTE: (Iyer, et al., 2017).



FONTE: (E, et al., 2018)

3.8 CLASSIFICAÇÕES DOS MODELOS MATEMÁTICOS

Existem modelos que são desenvolvidos e utilizados para as simulações numéricas com a finalidade de obter os valores das variáveis termodinâmicas, como por exemplo, a pressão, a temperatura, o calor específico, a transferência de calor, o calor lançado através da combustão e as emissões de poluentes nos motores de combustão interna (Abedin, et al., 2013). Considerando que a combustão ocorre em três dimensões, o escoamento é turbulento e com as mais diversas e complexas reações químicas, ratifica-se a necessidade de utilizar modelos que possam representar o funcionamento do motor (Stone, 1992). Segundo (Heywood, 1988), os processos que ocorrem nos motores de combustão interna são muito complexos e devido a esse fato muitos modelos estão incompletos. Muitas vezes relações empíricas são necessárias para permitir o entendimento do fenômeno.

Esses modelos são classificados em termodinâmicos e dinâmica dos fluidos (Maroteaux, et al., 2013). A diferença básica entre eles reside no fato de que as equações que regem os fenômenos se baseiam na conservação da energia (Primeira Lei da Termodinâmica) ou na análise do movimento do fluido de forma completa. Os modelos baseados na conservação da massa e da energia são subdivididos em: *Single-Zone*, também conhecido como *Zero-Dimensional* e *Multi-Zone*, sendo o mais utilizado o *Quasi-Dimensional*. Conforme citado, ambos são baseados na Primeira Lei da Termodinâmica e nas equações de estado.

O primeiro deles permite calcular o estado termodinâmico de uma única zona, abrangendo o conteúdo completo do cilindro onde o tempo, ou seja, o ângulo do eixo de manivelas é a única variável independente. Exigem, geralmente, um tempo de CPU curto (Verhelst, et al., 2009). Consideram os gases no interior do cilindro como uma mistura homogênea (Casolia, et al., 2014). Nesses modelos, são utilizadas correlações empíricas, como a função de Wiebe

para descrever a fração de massa de combustível queimada durante a combustão e equações para quantificar a energia dissipada em forma de calor (Lakshminarayanan, et al., 2010).

No segundo tipo, ocorre a divisão da câmara de combustão em várias regiões, que podem ter propriedades distintas umas das outras, por exemplo, pode haver diferença de temperatura entre uma região e outra (Tonon, et al., 2017). Como exemplo, os gases do cilindro podem ser subdivididos em duas zonas: gases queimados (produtos da combustão) e gases não queimados. A frente de chama é considerada como sendo geralmente de formato esférico, permitindo um cálculo de sua velocidade. Esses modelos são muito usados para estudo de emissões de poluentes, principalmente formação de (NO), hidrocarbonetos não queimados e material particulado (motor Diesel). Com esse modelo, é possível verificar fenômenos mais complexos, como a estratificação de temperatura, ou de espécies dentro da câmara de combustão.

Em suma, esses modelos podem ser usados para estimar os parâmetros de desempenho e as emissões. Para casos de maior complexidade, que necessitem considerar outros elementos, por exemplo, a geometria da câmara de combustão, o arranjo do coletor de admissão, pulverização do jato de combustível, etc, os modelos citados não atenderão. É necessário o uso de modelos mais robustos, como os multidimensionais.

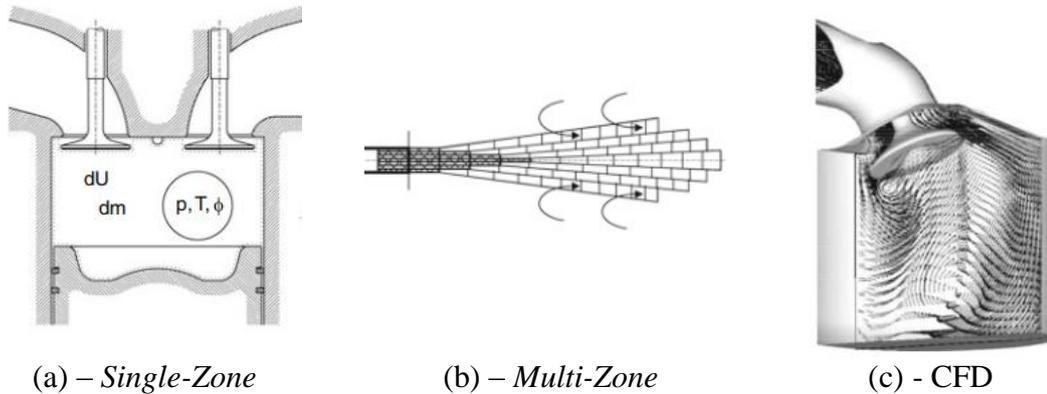
Os modelos baseados na dinâmica dos fluidos ou dinâmica dos fluidos computacional ou *Computational Fluid Dynamics (CFD)* ou multidimensional fornecem informações detalhadas sobre o campo de fluxo através das equações que governam o escoamento (conservação da massa, momento, energia e conservação das espécies). São adotados, ainda, modelos relativos à turbulência do fluido, de reações químicas, de camada limite, etc (Heywood, 1988; Junior, 2009). Utilizam equações diferenciais parciais cuja solução numérica representa os fenômenos físicos no tempo e no espaço.

Devido a essa natureza, necessitam de um tempo computacional, relativamente, elevado e, possuem um grau de complexidade maior.

Em suma, esses modelos são amplamente utilizados para estudos paramétricos durante o desenvolvimento dos motores. Sua escolha está condicionada ao tipo de análise a ser realizada e as ferramentas computacionais disponíveis, tendo em vista a variável tempo ser relevante nessa opção.

As Figura 27(a), (b) e (c) ilustram as classificações dos modelos citados. Na sequência, têm-se o modelo *Single-Zone*, *Multi-Zone* e o Multidimensional. A Tabela 3 contém as principais características de cada modelo descrito.

Figura 27 - Modelos de combustão.

(a) – *Single-Zone*(b) – *Multi-Zone*

(c) - CFD

FONTE: (Stiesch, 2003) apud (Merker, et al., 2012).

Tabela 3 – Principais características dos modelos.

<i>Single-Zone</i>	<i>Multi-Zone</i>	CFD
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Baseado em funções empíricas da combustão; ▪ Não considera a formação de poluentes. ▪ Equação diferencial ordinária dependente do tempo. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Modelos físicos e químicos; ▪ Campos de escoamento não são turbulentos. ▪ Equação diferencial ordinária dependente do tempo. 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Conservação de massa, energia e momento; ▪ Modelos físicos e químicos detalhados ▪ Equações diferenciais parciais dependentes do tempo e espaço.

FONTE: (Stiesch, 2003) apud (Merker, et al., 2012).

4 MODELAGEM MATEMÁTICA

4.1 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

A partir de um modelo matemático desenvolvido para ser solucionado através de métodos e algoritmos numéricos pode-se analisar e prever o comportamento do motor, otimizar o seu projeto, diminuir os custos de pesquisas experimentais e, conseqüentemente, tempo e recursos; bem como melhorar o entendimento dos processos.

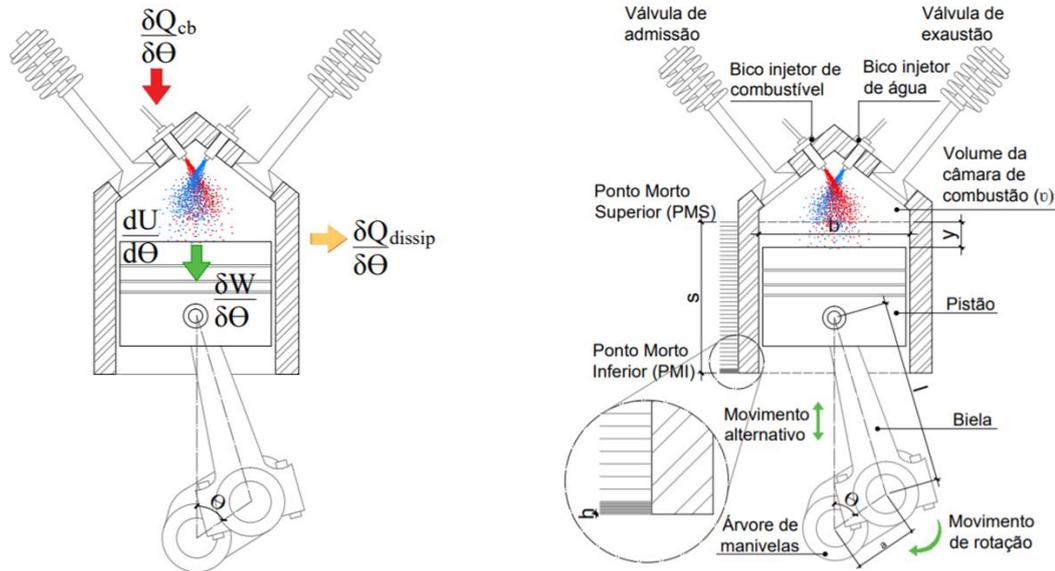
Após a exposição dos possíveis modelos a serem aplicados à análise de motores de combustão interna, serão apresentadas as equações matemáticas que governam o problema físico proposto nesse trabalho.

Considerando a Figura 28(a) e a Figura 28(b) são apresentados, respectivamente, o sistema fechado utilizado para realização dos balanços de energia e as características geométricas do cilindro de um motor de combustão interna por compressão, indicando os principais parâmetros que serão utilizados na construção do modelo. Para as análises, considera-se o modelo matemático termodinâmico zero-dimensional ou *single-zone*. Nessa modelagem assume-se que as válvulas de admissão e escape estão fechadas, ou seja, não há fluxo de massa e a análise concentra-se no tempo de compressão até o fim da expansão. Considera-se o intervalo angular $180^\circ \leq \theta \leq 540^\circ$. Isso significa que há o curso de compressão com o pistão em $\theta = 180^\circ$ - pistão no PMI; $\theta = 360^\circ$ - PMS) e o último curso da análise sendo a expansão ($\theta = 540^\circ$ - pistão no PMI). Nessa condição, ocorre uma volta da árvore de manivelas caracterizando a metade do ciclo mecânico. Lembrando que em um motor de quatro tempos ocorrem duas rotações da árvore de manivelas para completar o ciclo mecânico (admissão, compressão, expansão e exaustão).

A análise principal é subdividida em: ciclo convencional, onde se tem o funcionamento do motor a partir da combustão do diesel e/ou biodiesel. A outra subdivisão é o ciclo avançado, proposto nesse trabalho, onde ocorre a combustão com o a partir do diesel e/ou biodiesel e injeção de uma massa de água líquida no interior do cilindro (injeção direta) do mesmo motor. Dessa forma, o motor irá funcionar através da combustão do diesel e/ou biodiesel e com a adição dessa massa de água. A ideia é injetar gotículas de água no estado físico líquido que serão atomizadas e, considerando as altas temperaturas dos gases no interior do cilindro, haja a vaporização, isto é, ocorra a transformação de fase de líquido para vapor. Dessa mudança de estado, haverá um aumento na pressão e redução da temperatura dos gases contidos no

cilindro. Para facilitar o entendimento, a modelagem matemática está dividida em ciclo convencional e em avançado.

Figura 28 – Sistema utilizado para as análises.



FONTE: adaptado de (Bueno, 2011)

FONTE: adaptado de (Moran, et al., 2013;
Wu, et al., 2014)

(a)

(b)

4.2 MODELAGEM MATEMÁTICA (CICLO CONVENCIONAL)

4.2.1 Balanço de Energia

Considerando a primeira lei da termodinâmica ou o princípio da conservação da energia aplicado ao sistema fechado e descrita em (Moran, et al., 2013), tem-se que a taxa temporal de variação de energia no interior do volume de controle no instante (t) é igual à taxa líquida na qual a energia é transferida para o interior do volume de controle por transferência de calor no instante (t) menos a taxa líquida na qual a energia é transferida para o exterior do volume de controle por trabalho no instante (t). Matematicamente, a Equação 4, na sua forma diferencial, contém os termos descritos.

$$\frac{dE_{VC}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (4)$$

Considerando que a parcela da taxa temporal de variação de energia no interior do volume de controle no instante (t) ou no ângulo (θ) contém apenas a taxa temporal da variação da energia interna e que a energia cinética e a potencial são nulas, aplicando-se a Equação 13 ao presente trabalho, tem-se a Equação 5 na forma diferencial e em função do ângulo da árvore de manivelas.

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{\partial Q_{\text{total}}}{\partial \theta} - \frac{\partial W}{\partial \theta} \quad (5)$$

A energia na forma de calor é formada por duas parcelas, Equação 6; uma referente à energia térmica liberada pelo processo de combustão e a outra que corresponde à energia transferida pelas paredes para o sistema de arrefecimento.

$$\frac{\partial Q_{\text{Total}}}{\partial \theta} = \frac{\partial Q_{\text{cb}}}{\partial \theta} + \frac{\partial Q_{\text{dissip}}}{\partial \theta} \quad (6)$$

Como o incremento angular é pequeno, pode-se aproximar a derivada de linha para uma derivada de ponto sem prejuízos no modelo (Lata, et al., 2010). Dessa forma, reescrevendo a Equação 5, tem-se a Equação 7.

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ_{\text{total}}}{d\theta} - \frac{dW}{d\theta} \quad (7)$$

Por outro lado, sabe-se que a variação da energia interna (U) está relacionada com a variação de (T), através da Equação 8 e a definição para o trabalho é dada pela Equação 9.

$$dU = m c_v dT \quad (8)$$

$$\frac{dW}{d\theta} = PdV \quad (9)$$

Substituindo as Equações 8 e 9 na Eq. 7, tem-se a Equação 10.

$$\frac{d(m c_v dT)}{d\theta} = \frac{dQ_{\text{total}}}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} \quad (10)$$

Realizando a derivada do lado esquerdo da Equação 10, parcialmente em função do ângulo (θ), obtém-se a Equação 11.

$$mc_v \frac{dT}{d\theta} + c_v T \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ_{total}}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} \quad (11)$$

Admite-se, também, que o fluido no interior do cilindro obedece a um comportamento de gás ideal e nestas condições é válida a Equação 12.

$$PV = mRT \quad (12)$$

Derivando a Equação 12 parcialmente em função do ângulo (θ), obtém-se a Equação 13.

$$\left(P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) = \left(RT \frac{dm}{d\theta} + mR \frac{dT}{d\theta} \right) \quad (13)$$

Manipulando, algebricamente, o resultado da derivação da Eq. 13 e isolando o termo da derivada da temperatura, obtém-se a Equação 14.

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mR} \left[\left(P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} \right) - RT \frac{dm}{d\theta} \right] \quad (14)$$

Substituindo a Equação 14 na Eq. 11, tem-se a Equação 15.

$$mc_v \left[\frac{1}{mR} \left(P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} - RT \frac{dm}{d\theta} \right) \right] + c_v T \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ_{total}}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} \quad (15)$$

Reorganizando a Eq. 15 com a finalidade de isolar o termo $\frac{dP}{d\theta}$, obtém-se a Equação 16 que representa a Equação Diferencial Ordinária (EDO) que permite calcular a taxa de variação da pressão dos gases no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas.

$$\left(\frac{dP}{d\theta} \right) = \frac{R}{c_v} \frac{1}{V} \frac{dQ_{total}}{d\theta} - \frac{R}{c_v} \frac{P}{V} \frac{dV}{d\theta} - \frac{P}{V} \frac{dV}{d\theta} \quad (16)$$

Aplicando o mesmo princípio adotado para obtenção da equação diferencial ordinária para o cálculo da pressão, Eq. 16, foi desenvolvida a equação diferencial ordinária para calcular a temperatura. Na sequência, serão apresentados os cálculos para obtê-la.

Partindo da Equação 10 e realizando algumas manipulações algébricas, obtém-se a Eq. (41).

$$\frac{d(m c_v dT)}{d\theta} = \frac{dQ_{total}}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} \quad (10)$$

Realizando a derivada do lado esquerdo da Equação 10 parcialmente em função do ângulo (θ), obtém-se a Eq. 11.

$$m c_v \frac{dT}{d\theta} + c_v T \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ_{total}}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} \quad (11)$$

Isolando o termo $\frac{dT}{d\theta}$ na Equação 11, tem-se a Equação 17.

$$\frac{dT}{d\theta} = \left(\frac{dQ_{total}}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} - c_v T \frac{dm}{d\theta} \right) \frac{1}{m c_v} \quad (17)$$

Considerando a mistura no interior do cilindro como um gás ideal, utiliza-se a Eq. 12.

$$PV = mRT \quad (12)$$

Isolando a massa, tem-se a Equação 18.

$$m = \frac{PV}{RT} \quad (18)$$

Substituindo a Equação 18 na Eq. 17, tem-se a Equação 19.

$$\frac{dT}{d\theta} = \left(\frac{dQ_{total}}{d\theta} - p \frac{dV}{d\theta} - c_v T \frac{dm}{d\theta} \right) \frac{1}{\left(\frac{PV}{RT}\right) c_v} \quad (19)$$

Reorganizando a Equação 19, obtém-se a Equação 20 que representa a taxa de variação da temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas.

$$\left(\frac{dT}{d\theta}\right) = \frac{R}{c_v} \frac{T}{PV} \frac{dQ_{total}}{d\theta} - \frac{R}{c_v} \frac{T}{V} \frac{dV}{d\theta} - R \frac{T^2}{PV} \frac{d(m_{ci})_r}{d\theta} \quad (20)$$

O volume do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas é calculado através da Equação 21.

$$V(\theta) = \frac{V_d}{r-1} + \frac{V_d}{2} \left[\frac{2l}{s} + 1 - \cos\theta - \left(\left(\frac{2l}{s} \right)^2 - \text{sen}^2\theta \right)^{0,5} \right] \quad (21)$$

$$V_d = \frac{\pi}{4} b^2 s \quad (22)$$

O volume dado pela Equação 21 pode ser derivado em relação ao ângulo da manivela e assim obter a taxa de variação, Equação 22, que será utilizada diretamente nas equações diferenciais para a pressão e temperatura (Equação 16 e 20, respectivamente).

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V_d}{2} \text{sen}\theta \left[1 + \cos\theta \left(\left(\frac{2l}{s} \right)^2 - \text{sen}^2\theta \right)^{-0,5} \right] \quad (23)$$

O processo que está sendo analisado com as equações até aqui apresentadas pode ser separado, do ponto de vista da formulação e da solução do problema, em três etapas definidas por intervalos do ângulo da manivela:

- i. Basicamente, a primeira etapa do problema corresponde ao processo de compressão de ar com dissipação de energia pelas paredes. Na primeira etapa a taxa de variação da energia térmica total do sistema, dada pela Equação 6, que faz parte das equações diferenciais nas Equações (6) e (7), é formado apenas pela parcela correspondente à dissipação de calor e as propriedades termofísicas do fluido no interior do cilindro correspondem a do ar puro.
- ii. Na segunda, etapa têm-se processos de compressão e expansão, ambos considerando a dissipação térmica pelas paredes e o processo de geração de energia térmica devido à combustão do combustível que é injetado num dado ângulo, antes do final do processo de compressão e se estende, em função da duração da combustão, até um ângulo da manivela no curso de expansão dos gases e movimento descendente do pistão. Nesta etapa a presença de combustível e produtos da combustão altera as propriedades do fluido no interior do cilindro e conseqüentemente alguns dos parâmetros que estão sendo utilizadas nas equações do modelo. A taxa de variação da energia térmica computada com a

Equação 6 deve levar em consideração o termo correspondente à liberação da energia pela combustão.

iii. A terceira etapa está associada ao processo de expansão dos gases da combustão e tem início com a finalização do processo de combustão. Nesta etapa também é considerado o processo de dissipação de energia térmica pelas paredes do cilindro, o que corresponde ao segundo termo da Equação 6. As propriedades termofísicas são obtidas considerando a composição dos produtos da combustão.

A seguir são descritas as demais equações que completam o modelo, considerando as especificidades da segunda etapa no que diz respeito à injeção de combustível e da combustão.

A partir do momento da injeção do combustível, que ocorre no instante em que o ângulo da manivela atinge o valor de $\theta = \theta_{ic}$, tem-se a queima e a geração de produtos da combustão. Essa queima não é instantânea. É tratada obedecendo a um modelo baseado na função dupla de Wiebe, Equação 23, que fornece a fração de massa de combustível queimada durante a combustão em motores de ignição por compressão. A utilização dessa equação justifica-se pelo fato de que no motor diesel a combustão apresenta dois picos de pressão distintos que caracterizam as fases de pré-mistura e difusiva, e o modelo da função dupla de Wiebe representa bem esse comportamento (Miyamoto, 1985) apud (Kökkülünk, et al., 2013).

$$x_{cb}(\theta) = 1 - \left\{ X_p e^{-a_w \left(\frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_p} \right)^{m_p + 1}} + X_d e^{-a_w \left(\frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_d} \right)^{m_d + 1}} \right\} \quad (24)$$

É importante frisar que $X_p + X_d = 1$.

Derivando-se a função x_{cb} (Equação 24), deve-se obter a taxa de variação da fração de queima do combustível durante toda a combustão $\left(\frac{1}{\text{rad}} \right)$, fases de pré-misturada e difusiva (Hauck, 2010) (Equação 24).

$$\frac{dx_{cb}}{d\theta} = \left\{ X_p \frac{(a_w [m_p + 1]) \left(\frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_p} \right)^{m_p}}{\Delta\theta_p} e^{-a_w \left(\frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_p} \right)^{m_p + 1}} \right\} + \left\{ X_d \frac{(a_w [m_d + 1]) \left(\frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_d} \right)^{m_d}}{\Delta\theta_d} e^{-a_w \left(\frac{\theta - \theta_{ic}}{\Delta\theta_d} \right)^{m_d + 1}} \right\} \quad (25)$$

A fração de massa de combustível queimado permite determinar as propriedades do fluido durante esta etapa do processo. O valor da constante dos gases (R) é determinado através de uma média ponderada dos valores das constantes dos reagentes e dos produtos, conforme Equação 25.

$$R = (1 - x_{cb}) \frac{R_u}{M_r} + (x_{cb}) \frac{R_u}{M_p} \quad (26)$$

Para determinação das massas molares dos reagentes (M_r) e produtos (M_p), utilizam-se a Equação 26 e a Equação 27, respectivamente. Nestas equações admite-se que os reagentes são constituídos pelo combustível e pelo ar, sendo o ar considerado seco e composto apenas por oxigênio e nitrogênio. Para os produtos admite-se que estes são formados por substâncias resultantes da oxidação completa dos elementos combustíveis (carbono, hidrogênio, enxofre), mais oxigênio resultante da combustão com excesso de ar e nitrogênio devido à presença dessa substância no ar e no combustível, se for o caso.

$$M_r = y_{ci} M_{ci} + y_{O_2} M_O + y_{N_2} M_N \quad (27)$$

$$M_p = \sum_i y_i M_i \quad (28)$$

Da definição termodinâmica, tem-se que o calor específico a volume constante pode ser expresso pela Equação 28, sendo c_p o calor específico à pressão constante.

$$c_v = c_p - R \quad (29)$$

Utilizando a mesma metodologia adotada para o cálculo da constante universal considerando os reagentes e produtos (Eq. 26), define-se a expressão matemática apresentada na Equação 29 para o cálculo do c_p .

$$c_p = (1 - x_{cb}) c_{p_r} + (x_{cb}) c_{p_p} \quad (30)$$

Para determinação dos calores específicos à pressão constante dos reagentes e produtos, utilizam-se as Equação 30 e a Equação 31, respectivamente. Os coeficientes polinomiais

a_1, a_2, a_3, a_4 e a_5 foram adotados de (Ferguson, et al., 2001) e estão definidos no ANEXO A, no ANEXO B e no ANEXO C.

$$c_{p_r} = a_1 + a_2 T_r + a_3 T_r^2 + a_4 T_r^3 + a_5 T_r^4 \quad (31)$$

$$c_{p_p} = a_1 + a_2 T_p + a_3 T_p^2 + a_4 T_p^3 + a_5 T_p^4 \quad (32)$$

A taxa de variação da fração de queima do combustível $\left(\frac{dx_{cb}}{d\theta}\right)$, Equação 25, permitira determinar a fração de energia térmica disponível no cilindro em função da posição angular da manivela ou posição do pistão no cilindro, conforme indicado pela Equação 32.

$$\left(\frac{dQ_{cb}}{d\theta}\right) = (m_{ci})_r PCI_{eq} \frac{dx_{cb}}{d\theta} \eta_c \quad (33)$$

A taxa de calor dissipado pelas paredes do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas, Equação 33, é igual à taxa de variação de calor transferido por convecção mais a taxa de calor transferido por radiação em função do ângulo da árvore de manivelas.

$$\left(\frac{dQ_{dissip}}{d\theta}\right) = \left(\frac{dQ_{convecção}}{d\theta}\right) + \left(\frac{dQ_{radiação}}{d\theta}\right) \quad (34)$$

A Equação 34 permite obter a taxa de calor transferido por convecção em função do ângulo da árvore de manivelas (Ferguson, et al., 2001).

$$\frac{dQ_{convecção}}{d\theta} = \left[\frac{h_g(\theta) A_t(\theta) [T_{parede} - T(\theta)]}{w} \right] \quad (35)$$

Nessa equação, $h_g(\theta)$ é o coeficiente de transferência de calor em função do ângulo da árvore de manivelas, calculado através da correlação empírica de (Hohenberg, 1979) apud (Kökkülünk, et al., 2013) e expresso pela Equação 35 em $\left(\frac{kW}{m^2K}\right)$,

$$h_g(\theta) = C_1 V(\theta)^{-0,06} P(\theta)^{0,8} T(\theta)^{-0,4} (V_m + C_2)^{0,8} \quad (36)$$

Na Equação 36, C_1 e C_2 são constantes ($C_1 = 130$ e $C_2 = 1,4$),

$$V_m = 2 \frac{N}{60} s \quad (37)$$

A Equação 36 permite calcular a área exposta do cilindro de acordo com a mudança do ângulo da árvore de manivelas..

$$A_t(\theta) = A_p + A_c + A_{\text{pistão}} = \pi b y + \frac{\pi}{2} b^2 \quad (38)$$

O parâmetro y representa a altura no cilindro que fica exposta pelo movimento do pistão no curso entre o ponto morto inferior e o superior e é calculada pela Equação 37.

$$y = a + l - \left[(l^2 + a^2 \sin^2(\theta))^{0,5} + a \cos(\theta) \right] \quad (39)$$

Com a Equação 38, calcula-se a taxa de variação de calor transferido por radiação em função do ângulo da árvore de manivelas (Ferguson, et al., 2001).

$$\frac{dQ_{\text{radiação}}}{d\theta} = \left[\frac{\varepsilon \sigma A_t(\theta) \left[(T_{\text{parede}})^4 - T^4(\theta) \right]}{w} \right] \quad (40)$$

Substituindo as Equações 35 e 64 na Eq. 34, obtém-se a Equação 39 que representa a taxa de calor transferido através das paredes do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas.

$$\left(\frac{dQ_{\text{dissip}}}{d\theta} \right) = \left[\frac{h_g(\theta) A_t(\theta) [T_p - T(\theta)]}{w} \right] + \left[\frac{\varepsilon \sigma A_t(\theta) [T_p^4 - T^4(\theta)]}{w} \right] \quad (41)$$

4.3 MODELAGEM MATEMÁTICA (CICLO AVANÇADO)

A modelagem desenvolvida para considerar o ciclo avançando, isto é, a parcela de água líquida injetada no interior da câmara de combustão, utiliza as mesmas equações descritas,

Eq. 16 e Eq. 20, que fornecem a taxa de variação da pressão e da temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas, respectivamente.

Para contabilizar a água adicionada, considera-se que a massa de água expandir-se-á no interior da câmara de combustão e, conseqüentemente, haverá aumento do seu volume específico. Dessa expansão, ocorrerá o acréscimo energético ao conteúdo térmico proveniente da queima do combustível. Tal elevação repercutirá no aumento da pressão dos gases no interior do cilindro. Inclui-se, ainda, a parcela energética correspondente a mudança de estado físico da água líquida para vapor.

A transferência de calor dos gases à alta temperatura à massa de água provocará a sua vaporização, promovendo a redução da temperatura do sistema.

Dentro desse contexto, partindo da Eq. 20, o equacionamento matemático adotado para representar, fisicamente, o ciclo contendo injeção de água para a taxa de variação da temperatura, em função do ângulo da árvore de manivelas, é apresentado na Equação 40.

$$\left(\frac{dT}{d\theta}\right) = \frac{R}{c_v} \frac{T}{P'V} \frac{dQ_{total}}{d\theta} - \frac{R}{c_v} \frac{T}{V} \frac{dV}{d\theta} - \frac{R}{c_v} \frac{T^2}{P'V} \frac{d(m_{ci})_r}{d\theta} - \frac{R}{c_v} \frac{T^2}{P'V} \frac{d(m_{ág})}{d\theta} - \frac{R}{c_v} \frac{T}{P'V} \frac{d(m_{ág})}{d\theta} h_{lg} \quad (42)$$

Onde: h_{lg} corresponde ao calor latente de vaporização ou entalpia de vaporização da água e, seu valor adotado para as simulações é igual a $1.600 \frac{kJ}{kg}$ à temperatura de 1.000 K (Moran, et al., 2013).

$$P' = P + P_{vapor} \quad (43)$$

Onde: P_{vapor} é calculada através da Equação 41.

$$P_{vapor} = \frac{m_{ág} R_{ág} T}{V} \quad (44)$$

Onde: $R_{ág}$ é a constante específica do vapor e seu valor corresponde a $0,4615 \frac{kJ}{kgK}$.

$$\frac{d(m_{ci})_r}{d\theta} = \frac{(m_{ci})_r}{n^\circ \text{ de intervalos da injeção de combustível}} \quad (45)$$

$$\frac{d(m_{\text{ág}})}{d\theta} = \frac{m_{\text{ág}}}{n^{\circ} \text{ de intervalos da injeção de água}} \quad (46)$$

A massa de água injetada corresponde a um percentual da massa de combustível injetada ($m_{\text{ág}} = \%m_{\text{ci}_r}$).

De posse da Equação 16, obtém-se a Eq. 47 que representa a taxa de variação da pressão em função do ângulo da árvore de manivelas.

$$\left(\frac{dP}{d\theta}\right) = \frac{R}{c_v} \frac{1}{V} \frac{dQ_{\text{total}}}{d\theta} - \frac{R}{c_v} \frac{P'}{V} \frac{dV}{d\theta} - \frac{P'}{V} \frac{dV}{d\theta} - \frac{R}{c_v} \frac{1}{V} \frac{d(m_{\text{ág}})}{d\theta} h_{\text{lg}} \quad (47)$$

4.4 HIPÓTESES UTILIZADAS NA MODELAGEM MATEMÁTICA

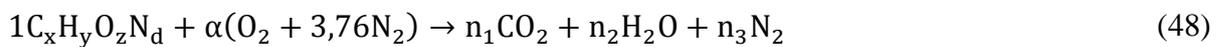
Os modelos matemáticos desenvolvidos nesse trabalho possuem algumas hipóteses simplificadoras com o objetivo de minimizar os fenômenos complexos que ocorrem durante todo o ciclo analisado (Graciano, et al., 2016). Tais simplificações não invalidam os resultados obtidos. A saber:

- Câmara modelada como um cilindro perfeito;
- Pressão é uniforme em todo o cilindro;
- Temperatura é uniforme em todo o cilindro;
- Mistura ar-combustível e gases de exaustão se comportam como um gás ideal;
- Eficiência da combustão considerada 98 % (Heywood, 1988);
- Os gases reagentes e os gases resultantes como produtos da combustão são modelados como gases ideais;
- Durante a combustão há a formação de produtos intermediários e finais. Neste trabalho, a queima do combustível só será abordada quanto ao início e ao fim, ou seja, tendo em vista somente os reagentes e os produtos finais;
- A água é injetada sob alta pressão para acelerar o processo de vaporização (Wu, et al., 2014). A sua temperatura atinge a dos gases contidos no cilindro;
- A injeção de água, a vaporização e a homogeneidade perfeita são instantâneas. Em um sistema de motores real, os processos de vaporização e de mistura duram um tempo finito (Conklin, et al., 2010).

- As paredes dos sistemas de admissão e do corpo da válvula de admissão são consideradas superfícies adiabáticas. As paredes em contato direto com a câmara de combustão (cilindro, pistão e cabeçote), além da cabeça da válvula são consideradas superfícies a temperatura uniforme.

4.5 CÁLCULO DAS MASSAS DE AR E DE COMBUSTÍVEL ESTEQUIOMÉTRICAS E REAIS

Para uma reação química de combustão estequiométrica genérica, Equação 48, têm-se os seus coeficientes calculados através das Eqs. 49a, b, c e d.



Onde: C é o átomo de carbono, H é o átomo de hidrogênio, O é o átomo de oxigênio, N é o átomo de nitrogênio, x é o número de átomos de carbono, y é o número de átomos de hidrogênio, z é o número de átomos de oxigênio e d é o número de átomos de nitrogênio, n_1 é o número de mols de CO_2 , n_2 é o de mols de H_2O e n_3 é o número de mols de N_2 .

$$C: n_1 = x \quad (49a)$$

$$H: n_2 = \frac{y}{2} \quad (49b)$$

$$\alpha = a + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \quad (49c)$$

$$N: n_3 = \frac{d + 2 * 3,76 * \alpha}{2} \quad (49d)$$

Para determinar o combustível equivalente, $C_xH_yO_zN_d$, considerando uma mistura de diesel e biodiesel com os devidos percentuais em volume especificados, tem-se, por exemplo, considerando uma molécula de óleo diesel genérica $C_{a1}H_{b1}$ e uma molécula de biodiesel genérica $C_{a2}H_{b2}O_{c2}N_{d2}$ as Eqs. 50a, b, c e d.

$$x: \%diesel * a1 + \%biodiesel * a2 \quad (50a)$$

$$y: \%diesel * b1 + \%biodiesel * b2 \quad (50b)$$

$$z: \%biodiesel * c2 \quad (50c)$$

$$d: \%biodiesel * d2 \quad (50d)$$

Considerando que o combustível utilizado para validação numérica e física da modelagem matemática é a mistura de diesel $C_{13}H_{28}$. e biodiesel $C_{20}H_{37}O_2$, na proporção de 97% de diesel e 3% de biodiesel, ambas em volume, tem-se como combustível equivalente, o $C_{13,21}H_{28,27}O_{0,06}$. Realizando a combustão estequiométrica sem considerar a adição de vapor, apresentada na Equação 51, é possível calcular os seus coeficientes (Eqs. 52a, b, c e d).



$$C: n_1 = 13,21 \quad (52a)$$

$$H: n_2 = \frac{28,27}{2} = 14,13 \quad (52b)$$

$$\alpha = 14,21 + \frac{28,27}{4} - \frac{0,06}{2} = 21,31 \quad (52c)$$

$$N: n_3 = \frac{0 + 2 * 3,76 * 21,31}{2} = 80,12 \quad (52d)$$

De posse dos coeficientes, calcula-se a relação ar/combustível estequiométrica, em base mássica (Eq. 42).

$$\left(\frac{A}{C}\right)_s = \left(\frac{m_{ar}}{m_{ci}}\right)_s = \frac{\alpha(2 * 16 + 3,76 * 2 * 14)}{1(x * M_C + y * M_H + z * M_O + d * M_N)} \quad (53)$$

Para calcular a massa de ar estequiométrica, utiliza-se a equação dos gases perfeitos (Eq. 12). Isolando o termo correspondente à massa, tem-se a Eq. 54.

$$(m_{ar})_s = \frac{P_1 V_1 M_{ar}}{R_u T_1} \quad (54)$$

Todas as variáveis são consideradas quando o pistão encontra-se no PMI ($\theta = 180^\circ$).

Reorganizando a Eq. 53, encontra-se a massa de combustível estequiométrica injetada através da Equação 43.

$$(m_{ci})_s = \frac{(m_{ar})_s}{\left(\frac{A}{C}\right)_s} \quad (54)$$

Para calcular a massa de ar real $(m_{ar})_r$, considerando a perda de carga na admissão (C_d), utiliza-se a Eq. 55.

$$(m_{ar})_r = \frac{P_1 V_1 M_{ar}}{R_u T_1} * C_d \quad (55)$$

Onde: C_d é o coeficiente de perda de carga na aspiração do ar (Eq. 44).

$$C_d = 1 - 1,5 \left(\frac{S_v}{D_v} \right) \quad (56)$$

Onde: $S_v = 0,0105$ m é o curso e $D_v = 0,0420$ m é o diâmetro ambos da válvula de admissão.

A razão de equivalência é outro parâmetro importante devido ao fato de a combustão poder ocorrer com excesso ou falta de ar. Em motores do ciclo Diesel é bastante comum que a reação química aconteça com excesso de ar para garantir que a maior parte do combustível seja oxidada, ou seja, mais combustível queimado e mais energia liberada para realização de trabalho positivo. A Equação 57 permite calcular a razão de equivalência conhecendo-se as razões ar/combustível estequiométrica e real $\left(\frac{A}{C}\right)_s$ e $\left(\frac{A}{C}\right)_r$, respectivamente. A primeira relação é calculada através da Eq. 53.

$$\phi = \frac{\left(\frac{C}{A}\right)_r}{\left(\frac{C}{A}\right)_s} = \frac{\left(\frac{A}{C}\right)_s}{\left(\frac{A}{C}\right)_r} \quad (57)$$

Para valores de $\phi < 1,0 \Rightarrow$ Mistura ar e combustível = Excesso de ar = Mistura pobre; $\phi = 1,0 \Rightarrow$ Mistura ar e combustível = Mistura estequiométrica; $\phi > 1,0 \Rightarrow$ Mistura ar e combustível = Falta de ar = Mistura rica.

Reorganizando a Equação 56, tem-se a razão $\left(\frac{A}{C}\right)_r$ expressa na Eq. 58.

$$\left(\frac{A}{C}\right)_r = \frac{\left(\frac{A}{C}\right)_s}{\phi} \quad (58)$$

Como $\left(\frac{A}{C}\right)_r = \left(\frac{m_{ar}}{m_{ci}}\right)_r$, isolando o termo $(m_{ci})_r$ calcula-se a massa de combustível real injetada pela Eq. 59

$$(m_{ci})_r = \frac{\phi(m_{ar})_r}{\left(\frac{A}{C}\right)_s} \quad (59)$$

4.6 CÁLCULO DO PODER CALORÍFICO INFERIOR EQUIVALENTE (PCI_{EQ})

O poder calorífico de um combustível, ou PCI, é definido como a máxima energia liberada por unidade de massa ou volume durante a sua combustão. Na prática, quanto maior for seu valor, maior será a energia lançada durante a sua queima. Cada combustível seja ele, sólido, líquido ou gasoso, de origem vegetal, fóssil ou animal, possui seu PCI e seus valores podem ser determinados através de experimentos ou aplicando a equação da primeira lei da termodinâmica à combustão ou a partir de correlações semi-empíricas. Como exemplos, a Tabela 4 contém valores do PCI para alguns combustíveis.

O cálculo do poder calorífico inferior equivalente é obtido a partir das especificações dos percentuais de diesel e biodiesel, em massa, na mistura e do poder calorífico inferior de cada combustível utilizado. Para o cálculo, utiliza-se a Eq. 60.

$$PCI_{eq} = \%diesel * PCI_D + \%biodiesel * PCI_B \quad (60)$$

Tabela 4 - Poder calorífico inferior de alguns combustíveis.

COMBUSTÍVEL	PCI
Coque de lenha	7.600 kcal/kg
Coque metalúrgico	7.200 kcal/kg
Fibras de palmeira (48% de água)	2.000 kcal/kg
Fibras de palmito	3.800 kcal/kg
Filme polietileno	5.600 kcal/kg
Gás de água	4.000 kcal/Nm ³
Gás de água carburetado	6.000 kcal/Nm ³
Gás de alto forno	700 kcal/Nm ³
Gás de biodigestor (biogás)	5.000 kcal/Nm ³
Gás de coqueira	4.300 kcal/Nm ³
Gás de gasogênio	1.260 kcal/Nm ³
Gás de nafta	4.220 kcal/Nm ³
Gás GLP (50%)	11.025 kcal/kg
Gás natural	9.065 kcal/Nm ³

FONTE: <http://www.aalborg-industries.com.br/downloads/poder-calorifico-inf.pdf>

4.7 REAÇÃO DE COMBUSTÃO E DETERMINAÇÃO DAS FRAÇÕES MOLARES DOS PRODUTOS DA COMBUSTÃO

A reação química de combustão envolve fenômenos complexos. Ocorrem várias reações até que seja atingido o equilíbrio termodinâmico. Isso significa que muitos elementos são formados e consumidos até que se atinja o fim da reação.

Uma relação de combustão é pautada por diversos parâmetros, por exemplo, a temperatura, pressão, razão de equivalência, tipo de combustível (is) e sua (s) composição (ões), entre outros. Para se ter uma ideia, em uma reação de combustão à baixa temperatura ($< 1500\text{K}$) tem como produtos o CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , CO e H_2 . O teor desses componentes varia de acordo com a razão de equivalência. No caso de $\phi < 1$ (mistura pobre), CO e H_2 são nulos. Para o caso de $\phi > 1$ (mistura rica), O_2 é nulo. À temperaturas mais altas ($\geq 1500\text{K}$), a dissociação é bem maior e o resultado é um maior número de produtos. Segundo (Ferguson, et al., 2001), os mais comuns são: CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , CO , H_2 , H , O , OH e NO .

A dissociação que na prática é a separação de algum (s) produto (s) da combustão em outros compostos diferentes de CO_2 , H_2O e N_2 . Verifica-se que esse fenômeno químico é evidenciado a temperaturas maiores que 1.500K .

Para quantificar os produtos da combustão, considerando nesse trabalho um combustível líquido, é necessário obter a equação geral da combustão contendo o combustível, o ar, os possíveis produtos. De posse desse modelo matemático, estabelecem-se os parâmetros da combustão e, na formulação desenvolvida nesse trabalho, calculam-se as frações molares dos produtos da combustão.

A depender do caso, a formulação matemática é bastante simples e é possível a obtenção do número de mols ou frações molares de forma analítica. Entretanto, conforme citado, existem situações em que a dissociação é bastante intensa, proporcionando o surgimento de vários componentes resultantes da reação química. A Equação 61 representa a formulação geral para combustão de um hidrocarboneto líquido com adição de vapor d'água e os produtos resultantes da fração residual e os resultantes da combustão.

$$\begin{aligned} & \left(\frac{1 - y_r}{1 + \zeta\phi + X} \right) [\zeta\phi(\text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z\text{N}_d) + 0,21\text{O}_2 + 0,79\text{N}_2 + X\text{H}_2\text{O}] \\ & + y_r[y'_1\text{CO}_2 + y'_2\text{H}_2\text{O} + y'_3\text{N}_2 + y'_4\text{O}_2 + y'_5\text{CO} + y'_6\text{H}_2 + y'_7\text{H} \\ & + y'_8\text{O} + y'_9\text{OH} + y'_{10}\text{NO}] \quad (61) \\ & \rightarrow y_1\text{CO}_2 + y_2\text{H}_2\text{O} + y_3\text{N}_2 + y_4\text{O}_2 + y_5\text{CO} + y_6\text{H}_2 + y_7\text{H} \\ & + y_8\text{O} + y_9\text{OH} + y_{10}\text{NO} \end{aligned}$$

Onde: y_r é fração molar dos gases residuais (adimensional); ϕ é a razão de equivalência calculada pela Eq. 66; ζ é a calculada pela Equação 62; a, b, c e d representam o número de átomos do carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio, respectivamente. x é a calculada pela Equação 45; Z é a calculada pela Equação 46; y'_i é a fração molar do “i” reagente considerando a mistura “fresca (adimensional); y_i é a fração molar do “i” elemento do produto calculada pela Equação 47; n_i é o número de mols do “i” elemento do produto; N_{mols} é o número de mols total reagentes ou produtos.

$$\zeta = \frac{0,21}{x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}} \quad (62)$$

$$X = \frac{M_{\text{ci}}}{M_{\text{ág}}} Z \quad (63)$$

$$Z = \frac{m_{\text{ág}}}{(m_{\text{ci}})_r} (\%) \quad (64)$$

$$y_i = \frac{n_i}{N_{\text{mols}}} \quad (65)$$

Para determinação das frações molares referentes aos produtos formados, utiliza-se o *software* TPEQUIL. Esse programa utiliza as reações fundamentais e mais as de equilíbrio, baseadas na lei de Gibbs. São contempladas dez espécies químicas na reação de combustão. Foi baseado no código computacional de (Olikara, et al., 1975). Dessa forma, é possível calcular a composição de equilíbrio dos produtos através da especificação da composição química do combustível, isto é, o número de mols de carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio presentes (adimensional), da razão de equivalência (ϕ) (adimensional), pressão (Pa) e temperatura (K).

Com os valores das variáveis supracitadas calculados, utiliza-se o programa para analisar e examinar o comportamento dos principais poluentes, tais como: CO_2 , CO, e NO para os casos especificados na Tabela 10.

O TPEQUIL resolve um sistema de dez equações através de um algoritmo. Essas equações representam cada uma, a fração molar de um determinado produto da combustão.

Dessa forma, agrupando a Equação 61, têm-se os seguintes termos representados pelas Equações 48, Equação 49, Equação 50, Equação 51 e Equação 70.

$$Q = \left(\frac{1 - y_r}{1 + \zeta\phi + X} \right) \quad (66)$$

$$R_1 = y_r(y'_1 + y'_5) \quad (67)$$

$$R_2 = y_r(2y'_2 + 2y'_6 + y'_7 + y'_9) \quad (68)$$

$$R_3 = y_r(2y'_1 + y'_2 + 2y'_4 + y'_5 + y'_8 + y'_9 + y'_{10}) \quad (69)$$

$$R_4 = y_r(2y'_3 + y'_{10}) \quad (70)$$

Realizando o balanço da Equação 61, têm-se a Equação 71, Equação 72, Equação 52 e Equação 53, onde se calculam o número de mols de carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio, respectivamente.

$$C: Q(\zeta\phi x) + R_1 = (y_1 + y_5)N_{\text{mols}} \quad (71)$$

$$H: Q(\zeta\phi y + 2X) + R_2 = (2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9)N_{\text{mols}} \quad (72)$$

$$O: Q(0,21 * 2 + X) + R_3 = (2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10})N_{\text{mols}} \quad (73)$$

$$\text{Nitrog: } Q(0,79 * 2) + R_4 = (2y_3 + y_{10})N_{\text{mols}} \quad (74)$$

A Equação 54 representa o somatório das frações molares dos produtos.

$$\sum_{i=1}^{10} y_i = 1 \Rightarrow y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5 + y_6 + y_7 + y_8 + y_9 + y_{10} = 1 \quad (75)$$

Isolando o “ N_{mols} ” na Equação 71, tem-se a Equação 76.

$$N_{\text{mols}} = \frac{Q(\zeta\phi x)}{(y_1 + y_5)} \quad (76)$$

Substituindo a Equação 76 nas Equações 72, 73 e 74, têm-se as Equações 55, Equação 56 e Equação 57.

$$(2y_2 + 2y_6 + y_7 + y_9) = \left[\frac{Q(\zeta\phi y + 2X) + R_2}{Q(\zeta\phi x) + R_1} \right] (y_1 + y_5) \quad (77)$$

$$(2y_1 + y_2 + 2y_4 + y_5 + y_8 + y_9 + y_{10}) = \left[\frac{Q(0,21 * 2 + X) + R_3}{Q(\zeta\phi x) + R_1} \right] (y_1 + y_5) \quad (78)$$

$$(2y_3 + y_{10}) = \left[\frac{Q(0,79 * 2) + R_4}{Q(\zeta\phi x) + R_1} \right] (y_1 + y_5) \quad (79)$$

Dessa forma, existem quatro equações e dez incógnitas. Para tal resolução, far-se-á necessário acrescentar outras seis equações que surgem das reações de equilíbrio (Equação 80, Equação 81, Equação 82, Equação 58, Equação 59 e Equação 85).

$$\frac{1}{2} \text{H}_2 \rightleftharpoons \text{H} \rightarrow K_{p,1} = \frac{y_7 p^{0,5}}{y_6^{0,5}} \quad (80)$$

$$\frac{1}{2} \text{O}_2 \rightleftharpoons \text{O} \rightarrow K_{p,2} = \frac{y_8 p^{0,5}}{y_4^{0,5}} \quad (81)$$

$$\frac{1}{2} \text{H}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2 \rightleftharpoons \text{OH} \rightarrow K_{p,3} = \frac{y_9}{y_4^{0,5} y_6^{0,5}} \quad (82)$$

$$\frac{1}{2} \text{O}_2 + \frac{1}{2} \text{N}_2 \rightleftharpoons \text{NO} \rightarrow K_{p,4} = \frac{y_{10}}{y_4^{0,5} y_3^{0,5}} \quad (83)$$

$$\text{H}_2 + \frac{1}{2} \text{O}_2 \rightleftharpoons \text{H}_2\text{O} \rightarrow K_{p,5} = \frac{y_2}{y_4^{0,5} y_6^{0,5} p^{0,5}} \quad (84)$$

$$\text{CO} + \frac{1}{2} \text{O}_2 \rightleftharpoons \text{CO}_2 \rightarrow K_{p,6} = \frac{y_1}{y_4^{0,5} y_5^{0,5} p^{0,5}} \quad (85)$$

Reorganizando as Equações 80 a 85, e especificando a variável dependente como sendo y_1, y_2, y_7, y_8, y_9 e y_{10} , têm-se as Equações 60, Equação 61, Equação 62, Equação 63, Equação 90 e Equação 91.

$$y_1 = K_{p,6} y_4^{0,5} y_5 \quad (86)$$

$$y_2 = K_{p,5} y_4^{0,5} y_6 \quad (87)$$

$$y_7 = \frac{K_{p,1} y_6^{0,5}}{p^{0,5}} \quad (88)$$

$$y_8 = \frac{K_{p,2} y_4^{0,5}}{p^{0,5}} \quad (89)$$

$$y_9 = K_{p,3} y_4^{0,5} y_6^{0,5} \quad (90)$$

$$y_{10} = K_{p,4} y_4^{0,5} y_3^{0,5} \quad (91)$$

$K_{p,i}$, $i=1, 2, 3, 4, 5$ e 6 , representam as constantes de equilíbrio para cada uma das Equações 86 a 91. Os valores das constantes são calculados através da Equação 92.

$$\log K_{p,i} = A \log \left(\frac{T(\theta)}{1000} \right) + \frac{B}{T(\theta)} + C + DT(\theta) + ET(\theta)^2, \text{ para } 600 < T < 4000K \quad (92)$$

Realizando as substituições das Equações 86 a 91 nas Equações 75, 77, 78 e 79, têm-se as funções f_1 ; f_2 ; f_3 e f_4 (Eqs. 93 a 96).

$$f_1 = K_{p,6} y_4^{0,5} y_5 + K_{p,5} y_4^{0,5} y_6 + y_3 + y_4 + y_5 + y_6 + \frac{K_{p,1} y_6^{0,5}}{p^{0,5}} + \frac{K_{p,2} y_4^{0,5}}{p^{0,5}} + K_{p,3} y_4^{0,5} y_6^{0,5} + K_{p,4} y_4^{0,5} y_3^{0,5} - 1 = 0 \quad (93)$$

$$f_2 = 2K_{p,5} y_4^{0,5} y_6 + 2y_6 + \frac{K_{p,1} y_6^{0,5}}{p^{0,5}} + K_{p,3} y_4^{0,5} y_6^{0,5} - d_1 (K_{p,6} y_4^{0,5} y_5 + y_5) = 0 \quad (94)$$

$$f_3 = 2K_{p,6} y_4^{0,5} y_5 + K_{p,5} y_4^{0,5} y_6 + 2y_4 + y_5 + \frac{K_{p,2} y_4^{0,5}}{p^{0,5}} + K_{p,3} y_4^{0,5} y_6^{0,5} + K_{p,4} y_4^{0,5} y_3^{0,5} - d_2 (K_{p,6} y_4^{0,5} y_5 + y_5) = 0 \quad (95)$$

$$f_4 = 2y_3 + K_{p,4} y_4^{0,5} y_3^{0,5} - d_3 (K_{p,6} y_4^{0,5} y_5 + y_5) = 0 \quad (96)$$

As funções f_1 ; f_2 ; f_3 e f_4 são equações não-lineares e, conforme descrito, o sistema é resolvido para determinar os valores das frações molares de cada componente.

4.8 PARÂMETROS DE DESEMPENHO

Para verificar o comportamento do motor sob o aspecto do desempenho, é interessante obter, analisar e avaliar algumas variáveis que dependem diretamente dos perfis de pressão e temperatura. Neste sentido, parâmetros como trabalho indicado, pressão média indicada, potência indicada, torque indicado e rendimento térmico indicado são importantes e utilizados neste trabalho.

4.8.1 Trabalho Indicado (W_{ind})

O trabalho indicado ou trabalho líquido é a soma algébrica dos trabalhos de compressão (sobre o sistema) e expansão (pelo sistema) (Heywood, 1988). Considerando a convenção de sinais utilizada na termodinâmica para o trabalho, tem-se que será negativo na condição de ser realizado sobre o sistema (compressão) e positivo ao ser realizado pelo sistema (expansão) (Eq. 97). Esse cálculo pode ser realizado considerando a pressão média em duas posições diferentes do pistão para um intervalo pequeno (Lata, et al., 2010). Dessa forma, a Equação 98 expressa, matematicamente, o trabalho indicado em função dos dados numéricos obtidos para a pressão e o volume.

$$W_{ind} = W_{líq} = W_{expansão} - W_{compressão} \quad (97)$$

$$W_{ind_i} = \left(\frac{P_{i+1} + P_i}{2} \right) (V_{i+1} - V_i) \quad (98)$$

4.8.2 Pressão Média Indicada (PM_{ind})

Conforme (Martins, 2006), a pressão média indicada corresponde a uma pressão constante teórica que aplicada sobre o pistão, durante o curso de potência, que produziria o mesmo trabalho líquido que realmente é produzido em um ciclo, considerando que a pressão no interior do cilindro é variável. Uma forma direta de obter a pressão média indicada é o cálculo pela razão entre o trabalho indicado e o volume deslocado. A Equação 99 mostra essa relação.

$$PM_{ind} = \frac{W_{ind}}{V_d} \quad (99)$$

4.8.3 Potência

A potência é o trabalho por unidade de tempo. É importante frisar que em motores existem três classificações para potência. São elas; potência indicada (Pot_{ind}), de atrito (Pot_{at}) e efetiva (Pot_{efet}). A primeira é a potência desenvolvida na cabeça dos pistões, a segunda é a potência dissipada pelas resistências internas do motor e a última é a obtida no eixo do motor. Dessa forma, a Equação 100 relaciona as três potências.

$$Pot_{efet} = Pot_{ind} - Pot_{at} \quad (100)$$

A Equação 101 apresenta o cálculo da potência indicada para um motor quatro tempos.

$$Pot_{ind} = \frac{W_{ind} N n}{2} \quad (101)$$

4.8.4 Torque Indicado (τ_{ind})

Segundo (Heywood, 1988), o torque fornece a habilidade de realização trabalho durante a compressão e expansão. Matematicamente, a Equação 102 permite calcular o torque indicado com base na potência indicada e na rotação do motor.

$$\tau_{ind} = \frac{Pot_{ind}}{N} \quad (102)$$

4.8.5 Rendimento Térmico Indicado ($\eta_{t,ind}$)

O rendimento térmico de um motor é a relação entre o trabalho indicado e a energia produzida pela queima do combustível considerando o seu poder calorífico inferior ou a razão entre a potência indicada e a energia produzida pela queima do combustível considerando o seu poder calorífico inferior. A Equação 103 e a Equação 104 expressam, respectivamente, o cálculo do rendimento térmico do motor considerando o trabalho indicado e a potência indicada. Nesse trabalho, utilizou-se a primeira equação.

$$\eta_{t,ind} = \frac{W_{ind}}{(m_{ci})_r PCI_{eq}} \quad (103)$$

$$\eta_{t_{ind}} = \frac{Pot_{ind}}{(m_{cl})_r PCI_{eq}} \quad (104)$$

4.8.6 Pressão Média Efetiva (PM_{efet})

A potência de atrito nas partes móveis do motor engloba todas as perdas por fricção que acontecem no motor, tais como: o atrito nos anéis com as camisas, nos mancais com os moentes do virabrequim e das bielas e nos pinos de pistão com a biela. (Heywood, 1988) apud (Graciano, et al., 2016) considera inclusa na potência de atrito a taxa de variação de energia no tempo, necessária para acionar os equipamentos auxiliares do motor como a bomba de combustível, bomba de circulação de óleo lubrificante e a bomba do fluido de arrefecimento, além de outras perdas menores. Uma função empírica permite calcular as perdas na forma de pressão devido ao atrito em motores diesel com injeção direta de combustível, em função da velocidade média do pistão e da rotação do motor.

A Equação 105 representa a pressão média de atrito (PM_{at}) (Heywood, 1988) apud (Graciano, et al., 2016). Aproximadamente, 54% do atrito estão concentrados nos anéis de segmento do pistão (Brunetti, 2012). Os demais percentuais estão distribuídos nos pistões, virabrequim, válvulas e outros elementos auxiliares.

$$PM_{at} = 75 + \frac{48}{1000}N + 0,4V_m^2 \quad (105)$$

De posse da Equação 105, pode-se calcular a pressão média efetiva através da Eq. 106.

$$PM_{efet} = PM_{ind} - PM_{at} \quad (106)$$

4.8.7 Potência Efetiva (Pot_{efet})

$$Pot_{efet} = \frac{PM_{efet} * V_d * N}{2} \quad (107)$$

4.8.8 Torque Efetivo (τ_{efet})

$$\tau_{efet} = \frac{60 * Pot_{efet}}{2\pi N} \quad (108)$$

4.8.9 Trabalho Efetivo (W_{efet})

$$W_{\text{efet}} = PM_{\text{efet}} * V_d \quad (109)$$

4.8.10 Rendimento Térmico Efetivo ($\eta_{\text{t\text{efet}}}$)

$$\eta_{\text{t\text{efet}}} = \frac{W_{\text{efet}}}{(m_{\text{ci}})_r \text{PCI}_{\text{eq}}} \quad (110)$$

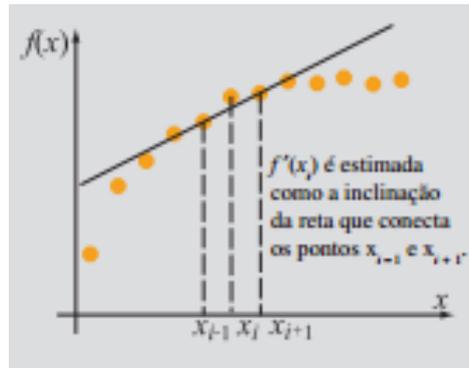
4.9 MÉTODO DE RESOLUÇÃO DA EQUAÇÃO DIFERENCIAL ORDINÁRIA (EDO)

As Equações.16 e 20 são Equações Diferenciais Ordinárias Não-Lineares (EDO). Para sua solução, deve-se utilizar uma resolução numérica e um método matemático que irá fornecer valor (es) aproximado (s) ao valor (es) exato (s). De posse do método, implementa-se um algoritmo que irá descrever a forma como o método deve ser realizado.

Para a equação citada, foi escolhido o método das diferenças finitas. Nesse método, a aproximação da derivada em um ponto x_i (i corresponde à iteração e varia de 1 a 360) se baseia nos seus pontos vizinhos. Isso significa que as derivadas são aproximadas por equações algébricas discretas utilizando um esquema de interpolação apropriado. Neste caso foi utilizado um esquema explícito considerando que a evolução ao longo do ângulo θ representa de alguma forma uma evolução no tempo. Assim, a resolução das equações discretas do modelo é realizada num processo de marcha considerando que as variáveis P_{i+1} e T_{i+1} são obtidas a partir do conhecimento prévio de P_i e T_i e das demais variáveis presentes, avaliadas na condição $(i + 1)$ ou (i) o que depende da disponibilidade nesse “instante”.

Conforme (Gilat, et al., 2008), a derivada no ponto x_i é aproximada pela inclinação da reta que interliga os pontos x_{i-1} e x_{i+1} . A precisão depende do espaçamento dos pontos, da formulação e da precisão dos pontos do conjunto de dados. A Figura 29 ilustra a diferenciação numérica utilizando a aproximação por diferenças finitas.

Figura 29 – Método numérico da aproximação por diferenças finitas.



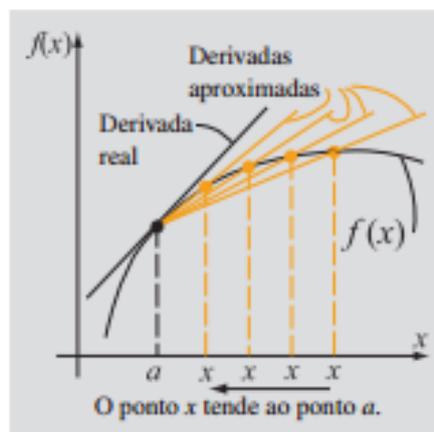
FONTE: (Gilat, et al., 2008)

Vale frisar que a derivada de uma função pode ter dois significados que são a taxa de variação da variável dependente em função da variável independente ou a inclinação da reta tangente à curva descrita pela $y = f(x_i)$. Matematicamente, a Equação 111 representa a derivada da função.

$$\left. \frac{df(x)}{dx} \right|_{x=a} = f'(a) = \lim_{x \rightarrow a} \frac{f(x) - f(a)}{x - a} \quad (111)$$

Essa última definição mostra que a derivada é calculada com a escolha de um ponto próximo a $x = a$ e o cálculo da inclinação da reta que une esses dois pontos. No limite em que o ponto x tende à a , a derivada é a inclinação da reta tangente à função, isto é, $f'(x)$ em $x = a$. A Figura 30 contém a representação da derivada.

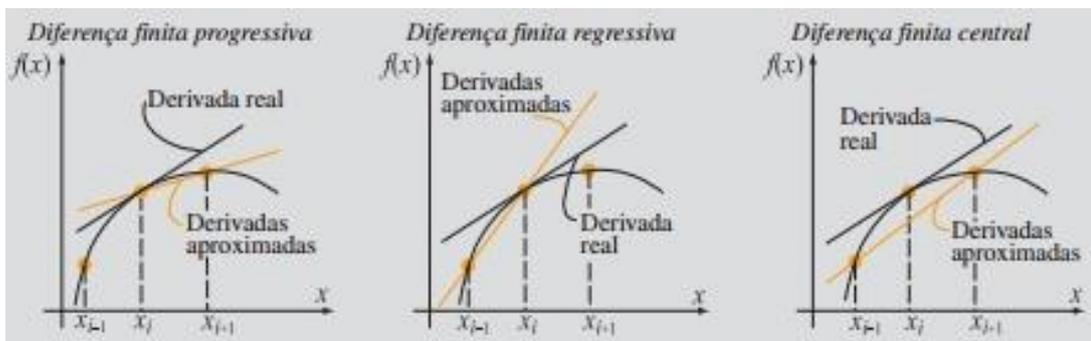
Figura 30 - Representação da derivada de uma função.



FONTE: (Gilat, et al., 2008)

No método de aproximação por diferenças finitas, valores da função em diferentes pontos próximos a $x = a$ são utilizados na estimativa da reta tangente à curva. Há três maneiras de calcular a derivada através desse método. São elas: a diferença progressiva, a regressiva e a central. O que difere as três maneiras são, basicamente, os pontos utilizados para a aproximação da derivada real. No primeiro, é a inclinação da reta que conecta os pontos $x_i, f(x_i)$ e $x_{i+1}, f(x_{i+1})$, ou seja, $\left. \frac{df(x)}{dx} \right|_{x=x_i} = \frac{f(x_{i+1}) - f(x_i)}{x_{i+1} - x_i}$. No segundo, é a inclinação da reta que conecta os pontos $x_{i-1}, f(x_{i-1})$ e $x_i, f(x_i)$, isto é, $\left. \frac{df(x)}{dx} \right|_{x=x_i} = \frac{f(x_i) - f(x_{i-1})}{x_i - x_{i-1}}$. No último, é a inclinação da reta que conecta os pontos $x_{i-1}, f(x_{i-1})$ e $x_{i+1}, f(x_{i+1})$, ou seja, $\left. \frac{df(x)}{dx} \right|_{x=x_i} = \frac{f(x_{i+1}) - f(x_{i-1})}{x_{i+1} - x_{i-1}}$. A Figura 31 ilustra as três maneiras de resolução por diferenças finitas.

Figura 31 - Três formas de resolução da derivada através da aproximação por diferenças finitas.



FONTE: (Gilat, et al., 2008)

Para a resolução das Equações 16 e 20, foi adotado o método da aproximação por diferenças finitas progressiva. Como forma geral, a Equação 112 é utilizada para o método citado.

$$\left. \frac{df(x)}{dx} \right|_{x=x_i} = \frac{f(x_{i+1}) - f(x_i)}{x_{i+1} - x_i} \Rightarrow f(x_{i+1}) = f(x_i) + (x_{i+1} - x_i) \left. \frac{df(x)}{dx} \right|_{x=x_i} \quad (112)$$

4.9.1 Discretização das Equações para o Ciclo Convencional

Após a apresentação do método das diferenças finitas, a Eq. 16 será discretizada de acordo com a metodologia descrita e escrita sob a forma da Eq. 116.

$$\frac{P_{i+1} - P_i}{\Delta\theta} = \frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{1}{V_i} \frac{dQ_{total_i}}{d\theta} - \frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{P_i}{V_i} \frac{dV_i}{d\theta} - \frac{P_i}{V_i} \frac{dV_i}{d\theta} \quad (113)$$

$$\frac{P_{i+1} - P_i}{\Delta\theta} = \frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{1}{V_i} \frac{dQ_{total_i}}{d\theta} - \frac{P_i}{V_i} \frac{dV_i}{d\theta} \left(\frac{R_i}{c_{v_i}} + 1 \right) \quad (114)$$

$$P_{i+1} = P_i - \left[\left(\frac{R_i}{c_{v_i}} + 1 \right) \frac{P_i}{V_i} \frac{dV_i}{d\theta} + \frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{1}{V_i} \frac{dQ_{total_i}}{d\theta} \right] \Delta\theta \quad (115)$$

A Equação 116 expressa a equação diferencial ordinária (Eq. 16) escrita sob a forma discretizada utilizando o método supracitado.

$$P_{i+1} = P_i \left\{ 1 - \frac{1}{V_i} \left(\frac{R_i}{c_{v_i}} + 1 \right) \frac{dV_i}{d\theta} \right\} \Delta\theta + \left\{ \frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{1}{V_i} \frac{dQ_{total_i}}{d\theta} \right\} \Delta\theta \quad (116)$$

O mesmo procedimento foi adotado para a Eq. 20 e o desenvolvimento segue abaixo.

$$\frac{T_{i+1} - T_i}{\Delta\theta} = \frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{T_i}{P_i V_i} \frac{dQ_{total_i}}{d\theta} - \frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{T_i}{P_i} \frac{dV_i}{d\theta} - R_i \frac{T_i^2}{V_i} \frac{d(m_{ci})_r}{d\theta} \quad (117)$$

A Equação 119 expressa a equação diferencial ordinária (Eq. 20) escrita sob a forma discretizada utilizando o método supracitado.

$$T_{i+1} = T_i + \left[\frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{T_i}{P_i V_i} \frac{dQ_{total_i}}{d\theta} - \frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{T_i}{P_i} \frac{dV_i}{d\theta} - R_i \frac{T_i^2}{V_i} \frac{d(m_{ci})_r}{d\theta} \right] \Delta\theta \quad (118)$$

$$T_{i+1} = T_i \left[\frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{1}{P_i V_i} \frac{dQ_{total_i}}{d\theta} - \frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{1}{P_i} \frac{dV_i}{d\theta} - R_i \frac{T_i^2}{V_i} \frac{d(m_{ci})_r}{d\theta} \right] \Delta\theta \quad (119)$$

Nas Equações 116 e 119, o diferencial $\left(\frac{dV}{d\theta}\right)$ não foi discretizado uma vez que ele é determinado de forma exata e representado pela Equação 23 do modelo. Algo similar ocorre com o diferencial $\left(\frac{dQ_{total}}{d\theta}\right)$ que é obtido do tratamento adequado das equações que estão envolvidas no seu cálculo, neste caso as Equações 33 e 41, e todas as demais que fazem parte destas duas ultimas.

4.9.2 Discretização das Equações para o Ciclo Avançado

Seguindo o mesmo procedimento, anteriormente, descrito, apresentam-se as Eqs. 120 e 121 que expressam as Eqs. 42 e 47 escritas sob a forma discretizada, respectivamente, para o cálculo da temperatura e da pressão para o ciclo avançado.

$$T_{i+1} = T_i \left[\frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{1}{P_i' V_i} \frac{dQ_{total_i}}{d\theta} - \frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{1}{P_i'} \frac{dV_i}{d\theta} - R_i \frac{T_i}{V_i} \frac{d(m_{ci})_r}{d\theta} - \frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{T_i^2}{P_i' V_i} \frac{d(m_{ág})}{d\theta} - \frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{T_i}{P_i' V_i} \frac{d(m_{ág})}{d\theta} h_{lg} \right] \Delta\theta \quad (120)$$

$$P_{i+1} = P_i \left\{ 1 - \frac{1}{V_i} \left(\frac{R_i}{c_{v_i}} + 1 \right) \frac{dV_i}{d\theta} \right\} \Delta\theta + \left\{ \frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{1}{V_i} \frac{dQ_{total_i}}{d\theta} \right\} \Delta\theta - \left\{ \frac{R_i}{c_{v_i}} \frac{1}{V_i} \frac{d(m_{ág})}{d\theta} h_{lg} \right\} \Delta\theta \quad (121)$$

4.9.3 Erro Relativo Real

Um dos critérios para quantificar a precisão da solução numérica é o erro relativo real. Considerando a solução exata $[f(x_{ex})]$ e a solução numérica $[f(x_{nu})]$, calcula-se, através da Eq. 122, esse erro.

$$err = \left| \frac{[f(x_{ex})] - [f(x_{nu})]}{[f(x_{ex})]} \right| \quad (122)$$

4.10 FLUXOGRAMA DO PROGRAMA

Os dados de entrada do programa podem ser divididos em cinco grandes conjuntos de informações que são necessários para obtenção da solução das equações descritas no tópico 4.1.2 através do simulador possa. São eles:

- Geometria do motor: diâmetro do cilindro (**b**), relação biela-manivela (**BM**), curso do pistão (**s**), razão de compressão (**r**);
- Termodinâmicos e operacionais do motor: pressão do ar no interior do cilindro considerando o pistão no PMI e a válvula de admissão fechada (**P₁**), temperatura do ar no interior do cilindro considerando o pistão no PMI e a válvula de admissão fechada (**T₁**), massa molar do ar (**M_{ar}**), emissividade do material que compõe as paredes do motor (**ε**),

constante universal dos gases (R_u), constante de Stefan-Boltzman (σ), rotação do motor (N), temperatura média das paredes do cilindro (T_{paredes}), massa de ar real admitida no interior do cilindro considerando o pistão no PMI e a válvula de admissão fechada (m_{ar})_r, massa de combustível real injetada durante a combustão (m_{ci})_r;

- Combustíveis: fórmula molecular do diesel e do biodiesel, percentuais de diesel (%**diesel**) e biodiesel (%**biodiesel**) para obtenção do combustível equivalente, poder calorífico inferior do diesel (PCI_D) e do biodiesel (PCI_B), massa molar do carbono (MM_C), hidrogênio (M_H), oxigênio (M_O) e nitrogênio (M_N) e do combustível (M_{ci}).

- Combustão: ângulo de início da combustão (θ_{ic}), ângulo de término da combustão (θ_{dc}), duração da fase de pré-mistura da combustão ($\Delta\theta_p$), duração da fase difusiva da combustão ($\Delta\theta_d$), fator de eficiência da combustão (a_w), percentual de combustível queimado durante a fase de pré-mistura (X_p), percentual de combustível queimado durante a fase difusiva (X_d), fator de forma da combustão na fase de pré-mistura (m_p), fator de forma da combustão na fase difusiva (m_d),

- Reagentes e Produtos da combustão: equações de calor específico à pressão constante variando com a temperatura para as espécies químicas consideradas com seus respectivos coeficientes;

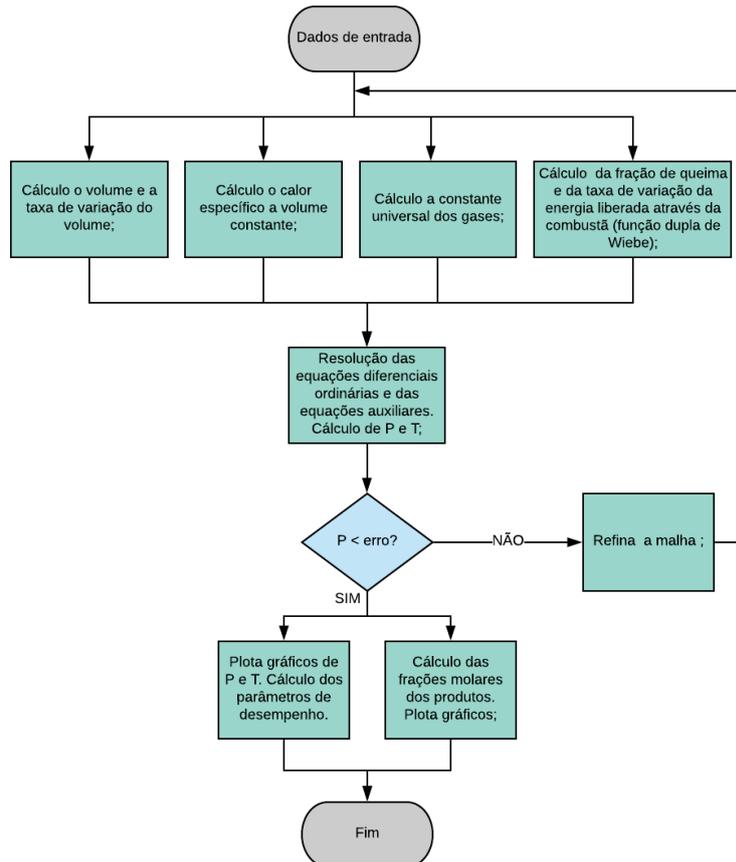
Com a inserção dos dados supracitados, permite-se que o programa calcule os dados de volume e as suas taxa de variação em função do intervalo angular da árvore de manivelas. Calculam-se o calor específico a volume constante (c_v) e a constante universal dos gases (R). Na sequência, com os ângulos de início e fim da combustão, são determinados os dados de fração de queima e da taxa de variação da fração de queima de combustível através da função dupla de Wiebe.

A partir dos dados obtidos, o programa, desenvolvido no *software* EXCEL, resolve as equações diferenciais ordinárias, já discretizadas, da pressão e temperatura através do método numérico das diferenças finitas, detalhado no tópico 4.10, bem como as equações auxiliares de energia lançada através da combustão, transferência de calor e as referentes à geometria do motor. Resolvendo as equações algébricas, os perfis de pressão e de temperatura são obtidos naquele passo. O ângulo da árvore de manivelas (θ) é incrementado e novos valores são determinados. O *loop* é repetido até que o valor da pressão esteja contido no erro relativo real determinado (até 5%), considerando o valor predito e o experimental. Nesse momento, a simulação é encerrada. Após essa etapa, são gerados os valores dos parâmetros de

desempenho e das frações molares dos produtos da combustão. Esses últimos, através do programa TPEQUIL.

A seguir, é apresentado um fluxograma simplificado das etapas do processo (Figura 32):

Figura 32 - Fluxograma do processo.



4.11 VALIDAÇÃO DO MODELO DESENVOLVIDO NESTE TRABALHO

A validação do modelo matemático desenvolvido neste trabalho foi realizada utilizando os resultados experimentais de pressão obtidos por (Junior, 2009).

A partir do trabalho de (Junior, 2009), foram obtidos os dados numéricos e experimentais para o perfil de pressão no interior do cilindro de um motor do ciclo Diesel operando com misturas de diesel e biodiesel. Para geração dos valores preditos e experimentais, o autor desenvolveu um modelo matemático baseado na primeira Lei da Termodinâmica, na equação de estado e nas auxiliares para simular as fases do ciclo motor Diesel e realizou testes em bancada utilizando um motor Agrale (M95W).

De posse da modelagem matemática, realizou as simulações com o *software* MATHEMATICA e o método numérico adotado para resolução do sistema de equações

diferenciais ordinárias foi o automático que engloba os métodos de Runge-Kutta de 4ª ordem e o de Adams. Os dados obtidos foram de pressão, temperatura, trabalho, perdas de calor por convecção e radiação e a taxa de variação da energia liberada pela queima do combustível. O equacionamento desenvolvido foi validado através dos valores de pressão e dos parâmetros de desempenho gerados nos experimentos. Os valores dos poluentes emitidos pelo motor são obtidos com um analisador de gases, assim como os relativos aos parâmetros de desempenho. Os resultados simulados foram considerados satisfatórios devido à presença de desvios menores que 8% em relação aos resultados experimentais.

Foram elaborados ensaios para cinco combustíveis diferentes, sendo a mistura composta por diesel e biodiesel nos percentuais de 3, 10, 20, 50 e 100% de biodiesel na composição final do combustível. Para cada combustível, foram realizados ensaios em três rotações do motor (1.500, 2.000 e 2.500rpm) e para cada caso, as medições foram repetidas cinco vezes para que as propriedades citadas fossem obtidas. Para esses valores, foram calculadas as incertezas que ficaram em torno de 1 a 3bar.

Com o modelo validado, foram gerados os dados preditos de pressão, da temperatura, do trabalho, das perdas de calor por convecção e radiação e da taxa de variação da energia liberada pela queima do combustível para cada combustível, todos em função do ângulo da árvore de manivelas.

Para tal comparativo, utilizam-se os dados de entrada descritos na Tabela 5.

Conforme descrito no tópico 4.1, na simulação considera-se o intervalo angular 180° a 540°.

Tabela 5 - Condições iniciais e parâmetros da combustão utilizados para a validação do modelo matemático

Variável	Valor	Unid	Descrição
P_1	94	kPa	Pressão do ar no interior do cilindro - Condição inicial
T_1	309	K	Temperatura do ar no interior do cilindro - Condição inicial
ε	0,6	-	Emissividade referente ao material constituinte da parede do cilindro
θ_{ii}	343	Graus	Ângulo de início injeção de combustível
θ_{di}	410	Graus	Ângulo de término da combustão
θ_{ic}	346	Graus	Ângulo de início combustão
θ_{dc}	410	Graus	Ângulo de término da combustão
PCI_D	42.300	$\frac{kJ}{kg}$	Poder Calorífico Inferior do diesel

PCI_B	37.430	$\frac{kJ}{kg}$	Poder Calorífico Inferior do biodiesel
$V_1(180^\circ)$	$7,81 \times 10^{-4}$	m^3	Volume total
$(m_{ar})_r$	$4,89 \times 10^{-4}$	kg	Massa de ar real
$(m_{ci})_r$	$2,21 \times 10^{-5}$	kg	Massa de combust. real
C_d	0,625	-	Coefficiente de perda de carga na admissão do ar
$\left(\frac{A}{C}\right)_r^1$	35,46	$\frac{kg \text{ ar}}{kg \text{ comb}}$	Relação ar/combustível real (sem considerar o coeficiente de perda de carga - C_d)
$\left(\frac{A}{C}\right)_r^2$	22,17	$\frac{kg \text{ ar}}{kg \text{ comb}}$	Relação ar/combustível real (considerando o coeficiente de perda de carga - C_d)
a_w	4,605	-	Parâmetro da função dupla de Wiebe
m_p	3,00	-	Parâmetro da função dupla de Wiebe
m_d	1,00	-	Parâmetro da função dupla de Wiebe
X_p	13	%	Percentual da energia liberada na durante na fase de pré-mistura da combustão. Parâmetro da função dupla de Wiebe
X_d	87	%	Percentual da energia liberada na durante na fase difusiva da combustão. Parâmetro da função dupla de Wiebe
$\Delta\theta_p$	8	Graus	Duração da fase de pré-mistura
$\Delta\theta_d$	55	Graus	Duração da fase difusiva
θ_{dc}	401	Graus	Ângulo de término da combustão
$\Delta\theta_{dc}$	55	Graus	Intervalo entre o início e o fim da combustão
η_c	0,98	-	Rendimento da combustão
h	1	Graus	Passo de ângulo

A Tabela 6 apresenta os dados técnicos do motor cujo experimento foi realizado e utilizado para a validação do modelo matemático.

Tabela 6 - Dados técnicos do motor utilizado para a validação do modelo matemático

Variável	Valor	Unid	Descrição
Modelo	-	-	AGRALE M95W
Injeção de combustível	Direta	-	Injeção dentro da câmara de combustão
Tipo	-	-	4 ciclos, Aspiração natural, Estacionário, monocilindro
Combustível	Biodiesel	-	Tipo de combustível
b	0,095	m	Diâmetro do cilindro
s	0,105	m	Curso
l	0,170	m	Comprimento da biela
n	1	-	Número de cilindros
(r)	21:1	-	Taxa de compressão
V_d	7,44E-4	m^3	Cilindrada
% diesel	97	%	Percentual de diesel na mistura (em

%biodiesel	3	%	Percentual de biodiesel na mistura (em volume)
T_{parede}	312	K	Temperatura média das paredes do cilindro
Carga	50	%	Carga do motor
Pot_{efet}	5,26	kW	Potência efetiva
τ_{efet}	20	Nm	Torque efetivo
N	2.495	rpm	Rotação para a potência e torque efetivos

Na Figura 33, apresentam-se os gráficos contendo dados simulados da pressão dos gases no interior do cilindro fornecidos pela modelagem matemática proposta neste trabalho e os experimentais fornecidos pelo autor supracitado. Ambos os resultados foram obtidos utilizando uma mistura de 97% de diesel e 3% de biodiesel, em volume, e sem injeção de água. Os dados simulados foram obtidos da discretização da equação diferencial ordinária $\frac{dP}{d\theta}$ (taxa de variação da pressão no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas). O intervalo angular da árvore de manivelas compreende a compressão até a expansão.

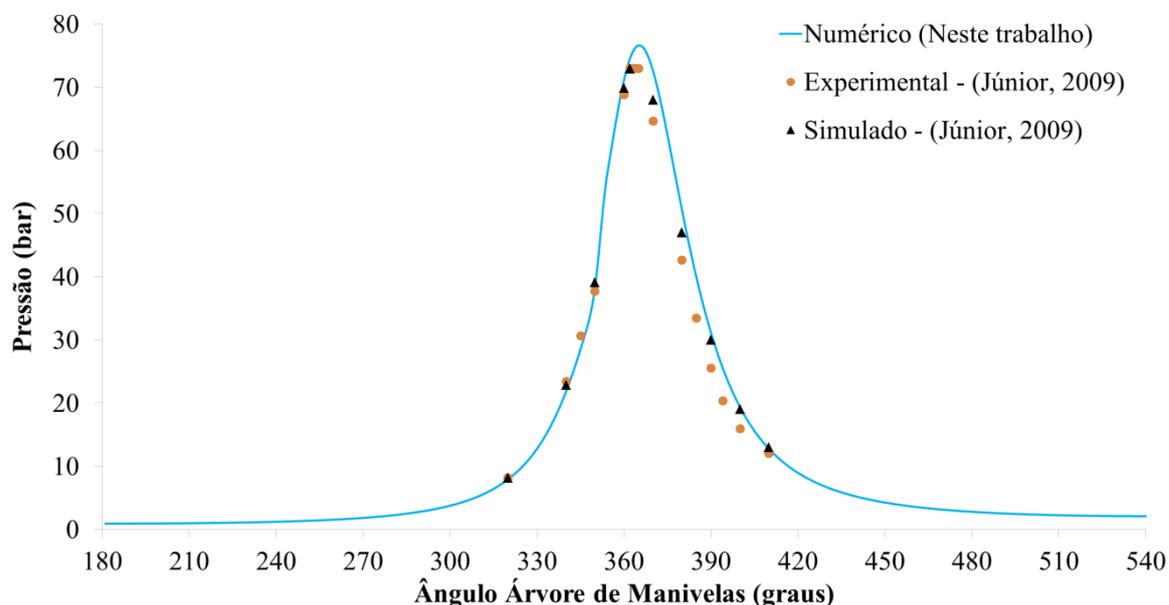
Pode-se observar que de acordo com os perfis das curvas de pressão no tocante à qualidade do método e à capacidade de representar o fenômeno físico são satisfatórias. Verifica-se, ainda, que o pico de pressão apresenta uma diferença tolerável entre o valor numérico e o valor experimental. Como houve uma boa concordância entre as curvas, pode-se afirmar que a metodologia empregada é compatível com a física do problema.

O erro relativo real encontrado entre o valor predito e o experimental da pressão máxima dos gases no interior do cilindro no ângulo máximo da árvore de manivelas ($\theta_{m\acute{a}x} = 365^\circ$) é apresentado na Tabela 7. A incerteza apresentada é muito pequena e, ainda, verificando o desvio apresentado na medição experimental realizada por (Junior, 2009) que é cerca de 2,04bar, ou seja, o mensurando pode variar até 75,04bar no experimento. Esses fatos ratificam a aceitação do modelo matemático e do método de resolução adotados.

Tabela 7 – Comparativo entre o valor predito e o experimental da pressão máxima dos gases no interior do cilindro

Pressão (Predito) - bar	Pressão (Experimental) - bar	Incerteza (Experimental) - bar	Erro relativo real (%)
76,65	73,00	2,04	2,0

Figura 33 - Validação do comportamento da pressão interna do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas desde a compressão até a expansão



Complementarmente, o modelo matemático desenvolvido neste trabalho foi, também, validado com dados experimentais de temperatura disponível dos gases no coletor de descarga do motor Diesel de uma planta termoelétrica instalada em Suape-PE. As especificações técnicas do motor utilizado para esse comparativo estão contidas na Tabela 8.

Para o perfil de temperatura, o erro relativo real (e_{rr}) ficou abaixo de 2,0%. O que corrobora a representatividade da modelagem matemática.

Devido a esse fato, o modelo elaborado foi utilizado em uma parte do trabalho de conclusão de curso (TCC) do aluno de graduação em engenharia mecânica da UFPE, Matheus Bezerra de Alencar Barros.

Tabela 8 - Especificações técnicas do motor Wäertsilä

Variável	Valor	Unid	Descrição
Modelo	-	-	W20V46
Combustível	Biodiesel	-	Tipo de combustível
b	0,460	m	Diâmetro do cilindro
s	0,580	m	Curso
l	0,850	m	Comprimento da biela
n	20	-	Número de cilindros
(r)	18:1	-	Taxa de compressão
V_d	9,64E-2	m ³	Cilindrada
N	600	rpm	Rotação para a potência e torque efetivos
P_1	361	kPa	Pressão absoluta no cilindro antes

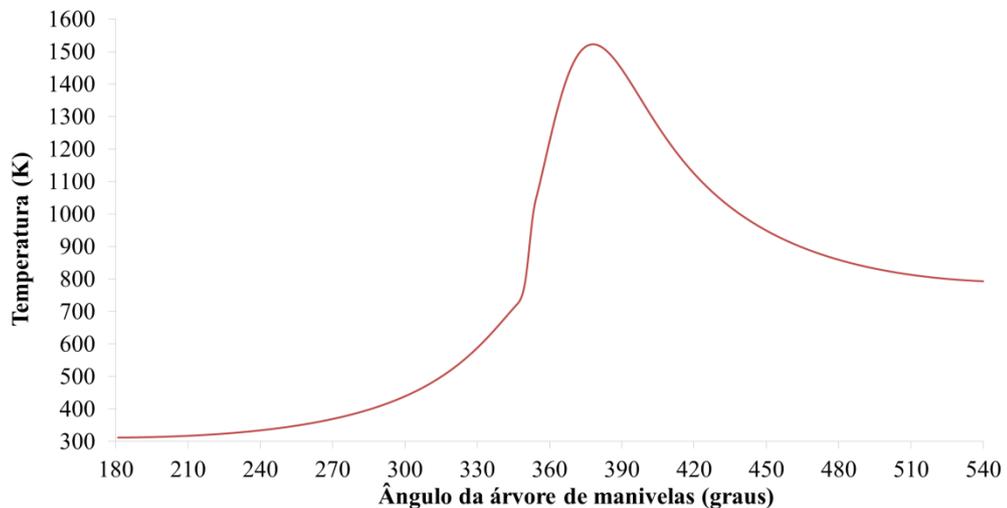
			da compressão
$(m_{ar})_r$	0,3866	kg	Massa de ar admitida no cilindro por ciclo
$(m_{ci})_r$	0,0124	kg	Massa de óleo combustível B1 admitida no cilindro por ciclo
T_1	327,5	K	Temperatura no cilindro antes da compressão (temperatura inicial)

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 CURVAS OBTIDAS ATRAVÉS DO SIMULADOR

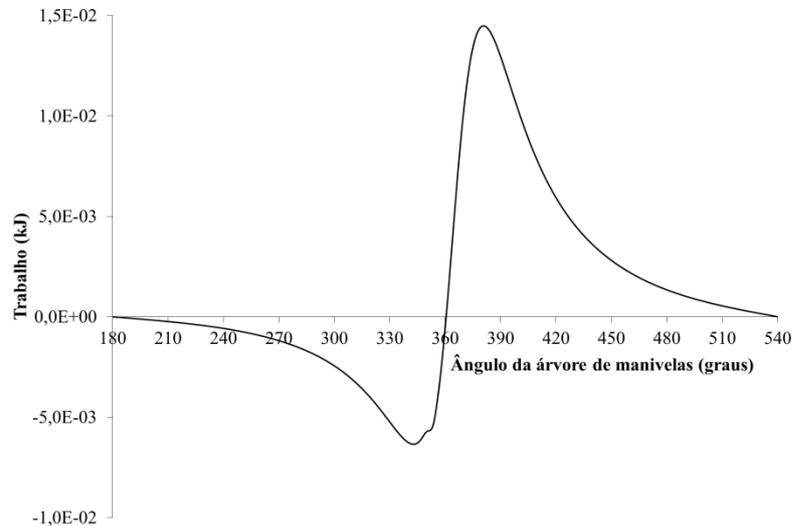
Na Figura 34, é ilustrado o gráfico do comportamento da temperatura no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas. O cálculo foi realizado utilizando a discretização da equação diferencial ordinária $\frac{dT}{d\theta}$ (taxa de variação da temperatura no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas).

Figura 34 – Perfil da temperatura interna do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas desde a compressão até a expansão.



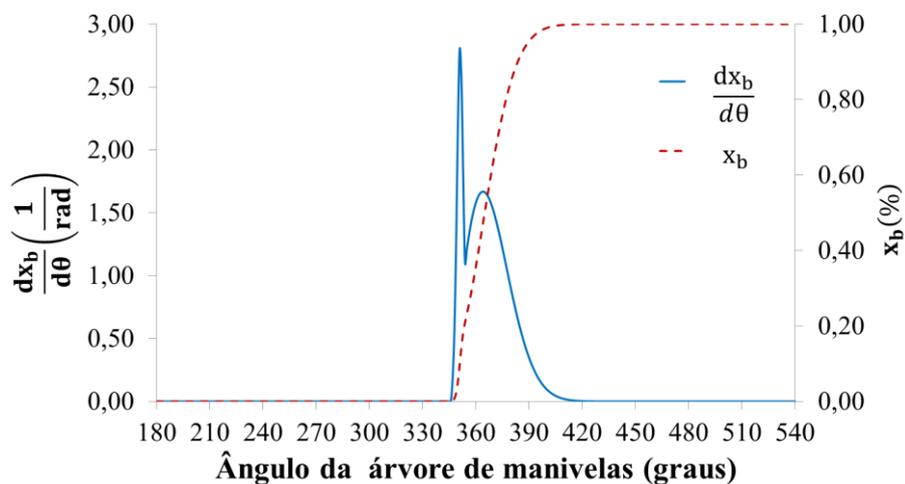
O gráfico apresentado na Figura 35 ilustra o comportamento do trabalho total realizado desde a compressão até a expansão em função do ângulo da árvore de manivelas. Pode-se observar uma parte no perfil com valores negativos e positivos. Pela convenção de sinais, esse comportamento corresponde ao trabalho executado sobre o sistema (negativo), isto é, pelo pistão comprimindo o ar ou os gases da combustão e o executado pelo sistema (positivo) quando os gases são expandidos no interior do cilindro, gerando o trabalho efetivo ou útil.

Figura 35 - Perfil do trabalho em função do ângulo da árvore de manivelas desde a compressão até a expansão.



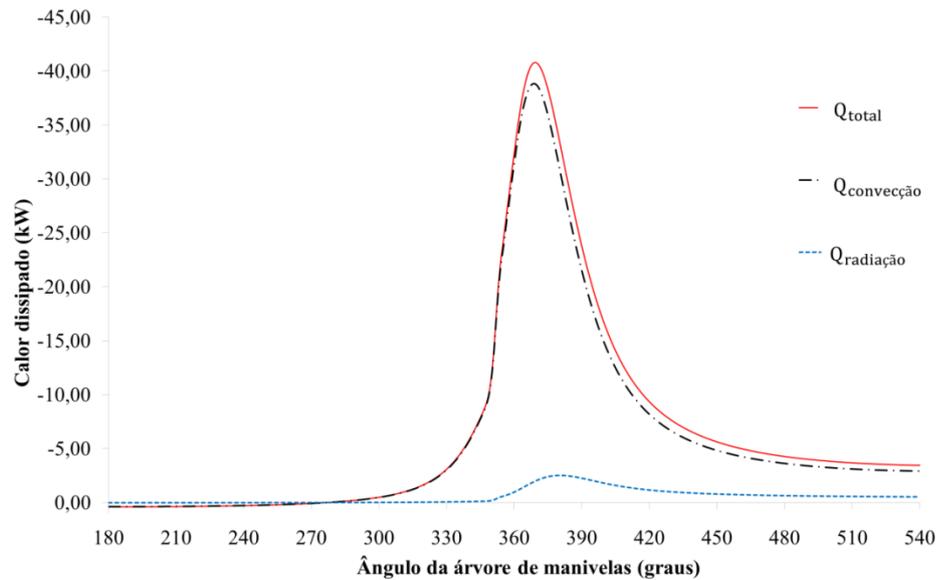
Conforme explicado no capítulo IV, a Figura 36 contém os gráficos representativos dos perfis da fração de queima do combustível e da taxa de variação da fração de queima obtidos através da função dupla de Wiebe e da sua derivada, respectivamente (Wiebe, 1962) apud (Junior, 2009) e (Miyamoto, 1985). Conforme descrito, pode-se observar a evolução da fração de queima no intervalo, percentual, de zero (0%) a cem (100%). Para a taxa de variação da fração, verificam-se os dois picos da curva, representando as fases de pré-mistura e difusiva. O pico maior corresponde à primeira fase e o pico menor à segunda.

Figura 36 - Taxa de variação da fração de queima do combustível e fração de combustível queimado na combustão.



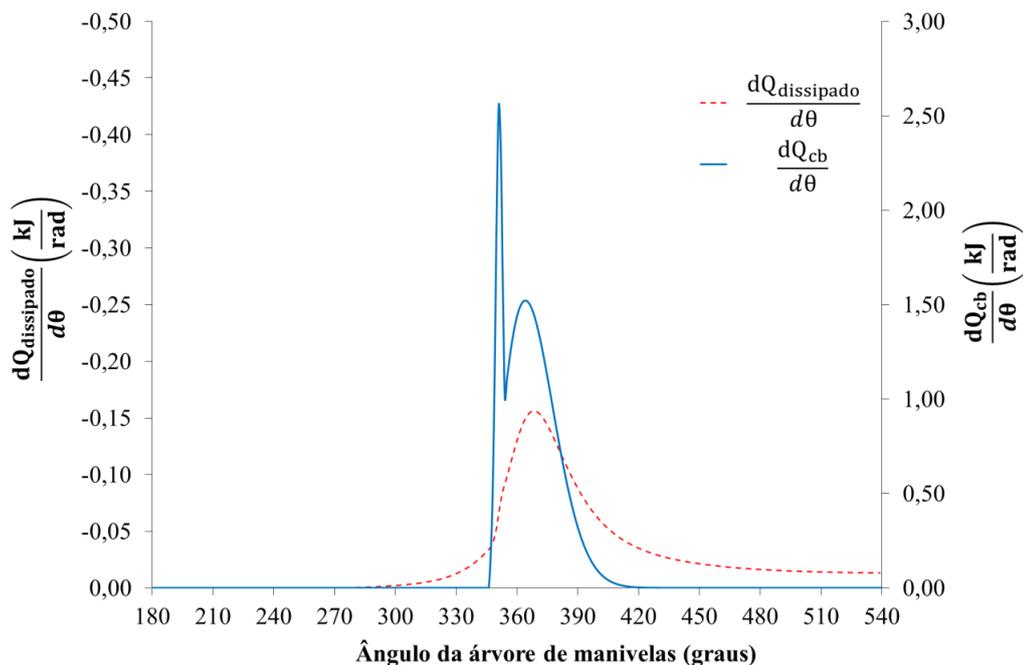
A Figura 37 contém os gráficos da energia dissipada através dos processos de convecção e radiação e a energia total transferida. Observa-se que a maior parcela de transferência ocorre através da convecção (Heywood, 1988).

Figura 37 - Energia total dissipada e energia dissipada através dos processos de convecção e radiação.



Na Figura 38, apresentam-se os gráficos das taxas de variação da energia lançada durante a combustão e a da energia total dissipada através dos processos de convecção e radiação. Conforme citado, observam-se, no perfil da taxa de energia emitida através da combustão, os dois picos característicos da queima em motores de ignição por compressão. Verificam-se, ainda, as diferenças quantitativas entre as duas taxas, sendo a advinda da combustão possuindo maiores valores devido ao PCI_{eq} do combustível. O sinal negativo presente na taxa de energia dissipada indica que o calor está sendo transferido do sistema para o meio externo (Moran, et al., 2013).

Figura 38 - Taxa de variação de energia liberada durante a queima do combustível e taxa de variação de energia dissipada



Os dados de entrada utilizados para a obtenção dos gráficos apresentados nesse tópico constam na Tabela 5.

5.2 UTILIZAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO E DO SIMULADOR PARA CASOS PROPOSTOS

Tendo realizada a validação do modelo, este foi utilizado para a elaboração de uma análise comparativa do uso de diferentes misturas de diesel e biodiesel num motor de combustão interna de quatro tempos. Além dessa análise, foi também verificado o efeito da razão de equivalência, o efeito da variação do início da combustão, o efeito da rotação do motor e o efeito da mudança do ângulo de início da combustão. A Tabela 9 contém os as especificações do motor e os dados complementares. A Tabela 10 contém os casos analisados, considerando o ciclo convencional e o avançado, e os dados de entrada para as simulações.

Os dados de pressão e temperatura na entrada do cilindro (antes da compressão) foram obtidos de (Barros, et al., 2018), assim como as vazões mássicas de ar de combustão e consumo de combustível, dos quais foram obtidos os valores das massas de ar e de combustível para um cilindro e um ciclo do motor considerando os quatro cilindros, quatro tempos e a velocidade de rotação é de 1.800rpm.

Tabela 9 - Especificação técnica do motor e dados comuns aos casos propostos para as análises.

Variável	Valor	Unid	Descrição
Modelo do motor	-	-	D4BB-AG31 (Hyundai)
Tipo	-	-	4 ciclos, Aspiração natural, Estacionário
Sistema de arrefecimento			Arrefecido a água
r	22:1	-	Taxa de compressão
Carga	100	%	Carga do motor
Pot _{efet}	20,6	kW	Potência efetiva
rot	2.500	rpm	Rotação
s	100	mm	Curso
l	170	mm	Comprimento da biela
n	1	-	Número de cilindros
V(180°)	6,81E-06	m ³	Volume total
C _d	0,625	-	Coefficiente de perda de carga na admissão do ar
T _{parede}	381,0	K	Temperatura da parede do cilindro
η _c	0,98	%	Rendimento da combustão
M _{ar}	28,96	$\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$	Massa molar do ar
M _C	12	$\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$	Massa molecular do carbono
M _H	1	$\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$	Massa molecular do hidrogênio
M _O	16	$\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$	Massa molecular do oxigênio
M _N	14	$\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$	Massa molecular do nitrogênio
ε	0,6	%	Emissividade referente ao material constituinte da parede do cilindro
σ	5,67E-11	$\frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{K}^4}$	Constante de Boltzman
R _u	8,314	$\frac{\text{kJ}}{\text{kmolK}}$	Const. Univ. do ar
PCI _D	42.000	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Poder Calorífico Inferior do diesel
PCI _B	37.500	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Poder Calorífico Inferior do biodiesel
a _w	4,605	-	Coefficiente da função dupla de Wiebe

m_p	3,00	-	Coefficiente da função dupla de Wiebe
m_d	1,00	-	Coefficiente da função dupla de Wiebe
X_p	13	%	Percentual da fração de combustível queimado na fase de pré-mistura
X_d	87	%	Percentual da fração de combustível queimado na fase difusiva
$\Delta\theta_p$	8	graus	Duração da fase de pré-mistura
$\Delta\theta_d$	55	graus	Duração da fase difusiva
$\Delta\theta_p$	0,09	radianos	Duração da fase de pré-mistura
$\Delta\theta_d$	1,22	radianos	Duração da fase difusiva
θ_{ic}	346	Graus	Ângulo de início da combustão
θ_{ic}	6,04	radianos	Ângulo de início da combustão
θ_{dc}	410	graus	Ângulo de término da combustão
θ_{dc}	7,26	radianos	Ângulo de término da combustão
$\Delta\theta_{dc}$	70	graus	Intervalo entre o início e o fim da combustão
$\Delta\theta_{dc}$	1,22	radianos	Intervalo entre o início e o fim da combustão
h	1	graus	Passo de ângulo
h	0,017	radianos	Passo de ângulo

Tabela 10 - Casos propostos para as análises.

Casos	P_1	T_1	N	$(m_{ar})_r C_d$	$(m_{ci})_r$	ϕ	D	B	θ_{ic}	S	$\theta_{iág}$
	(kPa)	(K)	(rpm)	$* 10^{-4}$ (kg)	$* 10^{-5}$ (kg)	(-)	(%)	(%)	(°)	(%)	(°)
1	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	93	7	346		
2	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	80	20	346		
3	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	70	30	346		
4	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	50	50	346		
5	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	30	70	346		
6	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	0	100	346		
7	94	312	1.800	4,26	2,18	0,75	80	20	346		
8	94	312	1.800	4,26	2,22	0,75	70	30	346		

9	94	312	1.800	4,26	2,28	0,75	50	50	346		
10	94	312	1.800	4,26	2,42	0,75	30	70	346		
11	94	312	1.800	4,26	2,55	0,75	0	100	346		
12	94	312	1.800	4,26	2,46	0,85	93	7	346		
13	94	312	1.800	4,26	2,75	0,95	93	7	346		
14	94	312	1.800	4,26	2,90	1,00	93	7	346		
15	94	312	1.800	4,26	3,47	1,20	93	7	346		
16	94	312	1.800	4,26	3,76	1,30	93	7	346		
17	94	312	2.500	4,26	2,16	0,75	93	7	346		
18	94	312	3.200	4,26	2,16	0,75	93	7	346		
19	94	312	3.900	4,26	2,16	0,75	93	7	346		
20	94	312	5.000	4,26	2,16	0,75	93	7	346		
21	94	312	6.000	4,26	2,16	0,75	93	7	346		
22	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	93	7	340		
23	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	93	7	350		
24	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	93	7	370		
25	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	93	7	346	20	358
26	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	93	7	346	30	358
27	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	93	7	346	40	358
28	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	80	20	346	30	
29	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	70	30	346	30	
30	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	50	50	346	30	
31	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	30	70	346	30	
32	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	0	100	346	30	
33	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	93	7	346	30	340
34	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	93	7	346	30	346
35	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	93	7	346	30	358
36	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	93	7	346	30	360
37	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	93	7	346	30	370
38	94	312	2.500	4,26	2,16	0,75	93	7	346	30	358
39	94	312	3.200	4,26	2,16	0,75	93	7	346	30	358
40	94	312	3.900	4,26	2,16	0,75	93	7	346	30	358
41	94	312	5.000	4,26	2,16	0,75	93	7	346	30	358

42	94	312	1.505	4,26	1,28	0,39	97	3	346		
43	94	312	2.010	4,26	1,25	0,38	97	3	346		
44	94	312	2.500	4,26	1,39	0,42	97	3	346		
45	94	312	1.505	4,26	1,28	0,39	97	3	346	30	358
46	94	312	2.010	4,26	1,25	0,38	97	3	346	30	358
47	94	312	2.500	4,26	1,39	0,42	97	3	346	30	358
48	94	312	1.800	4,26	2,18	0,75	80	20	346	30	358
49	94	312	1.800	4,26	2,22	0,75	70	30	346	30	358
50	94	312	1.800	4,26	2,28	0,75	50	50	346	30	358
51	94	312	1.800	4,26	2,42	0,75	30	70	346	30	358
52	94	312	1.800	4,26	2,55	0,75	0	100	346	30	358
53	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	93	7	380		
54	94	312	1.800	4,26	2,16	0,75	93	7	390		

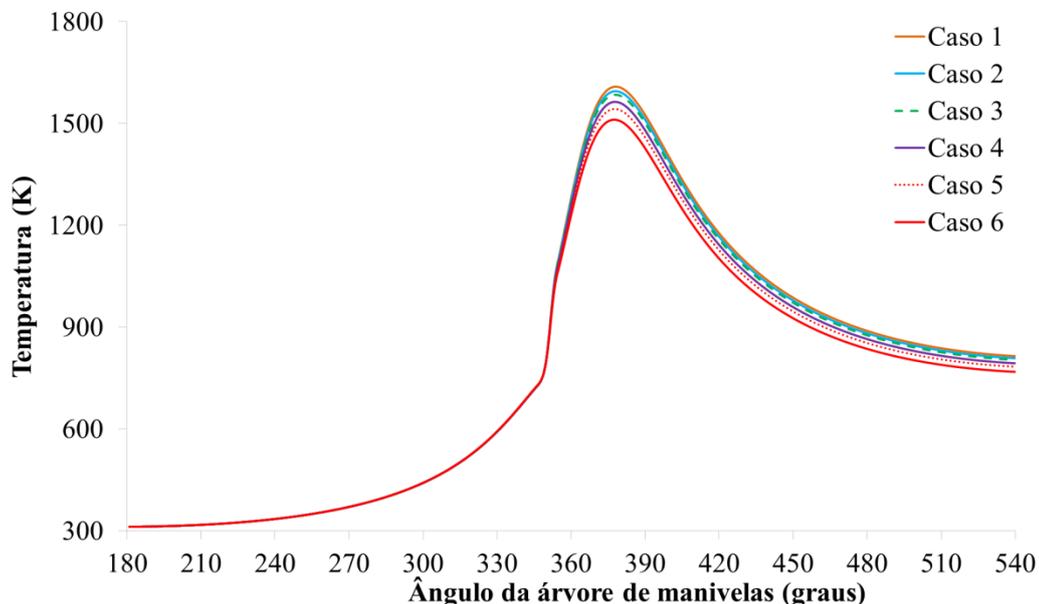
5.2.1 Curvas de Pressão e Temperatura para o Ciclo Convencional

A denominação Ciclo Convencional apresentada significa que o ciclo motor Diesel funciona com misturas diesel/biodiesel.

A Figura 39 apresenta os gráficos de temperatura dos gases no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes composições de mistura diesel e biodiesel. Observa-se que à medida que se aumenta o percentual de biodiesel e, conseqüentemente, diminui-se o do diesel, a temperatura dos gases decresce. Esse comportamento pode ser explicado pelo fato do PCI do biodiesel (PCI_B) ser menor que o do diesel (PCI_D), aproximadamente 11%, o que interfere diretamente na energia liberada durante a combustão, conforme observado por (Barros, et al., 2018; Nabi, et al., 2017). O poder calorífico representa o conteúdo energético máximo dos combustíveis e este parâmetro se altera com a composição química elementar. De uma forma geral o biodiesel possui menor conteúdo energético por unidade de massa ou volume que o óleo diesel, significando que para as mesmas condições de produção de potência haverá um maior consumo de biodiesel.

Lembrando que nas simulações apresentadas, a carga, ou seja, a massa de combustível é mantida constante, alterando-se apenas a composição molecular do combustível. São utilizados os casos 1 a 6 da Tabela 10.

Figura 39 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes composições químicas do combustível (massas de combustível iguais).



Na Figura 40, verificam-se os perfis de pressão dos gases no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes composições de mistura diesel e biodiesel. Para a pressão, o efeito das diferentes misturas segue a mesma tendência do caso anterior da temperatura onde a queima de misturas com maior percentual de biodiesel resulta em pressões menores, no entanto este efeito é menos perceptível na pressão do que na temperatura.

Buscando verificar o comportamento da pressão e temperatura considerando combustíveis com percentuais, em volume, diferentes, isto é, composições moleculares diferentes e variando a carga (massa de combustível), apresentam-se a Figura 41 e a Figura 42, respectivamente. São utilizados os casos 1, 7, 8, 9, 10 e 11 da Tabela 10. Nos dois gráficos, pode-se observar que mesmo com a redução de diesel na mistura, o que causa a diminuição do PCI_{eq} , o aumento da massa do combustível promove maiores valores de pressão e temperatura. Isso significa que um maior consumo de combustível será necessário para que seja atingida a mesma potência indicada ou efetiva.

Figura 40 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes composições químicas do combustível (massas de combustível iguais).

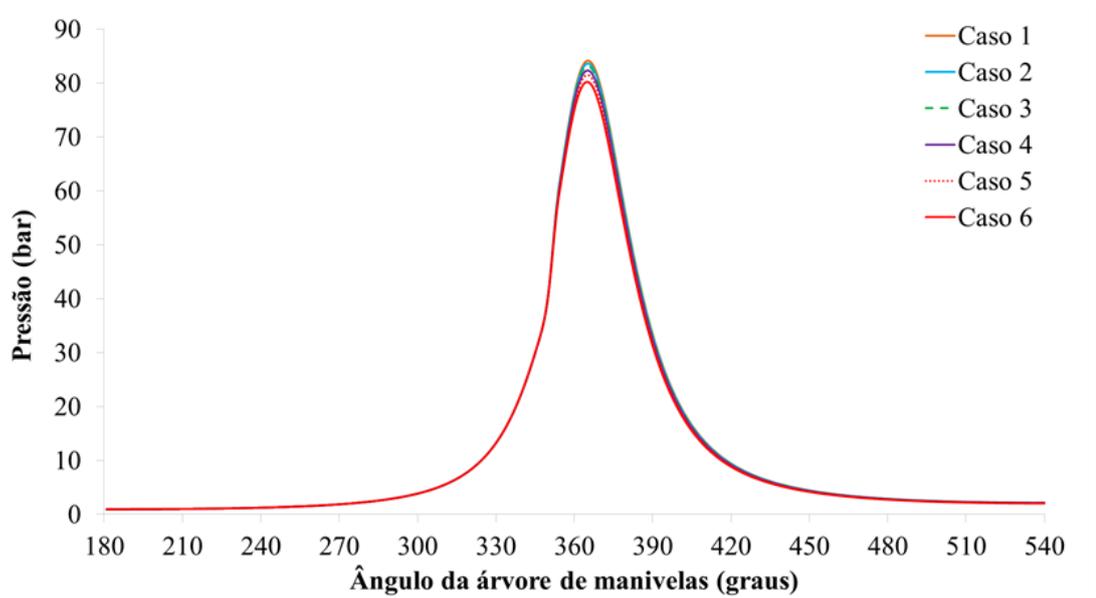


Figura 41 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes composições químicas do combustível (massas de combustível diferentes).

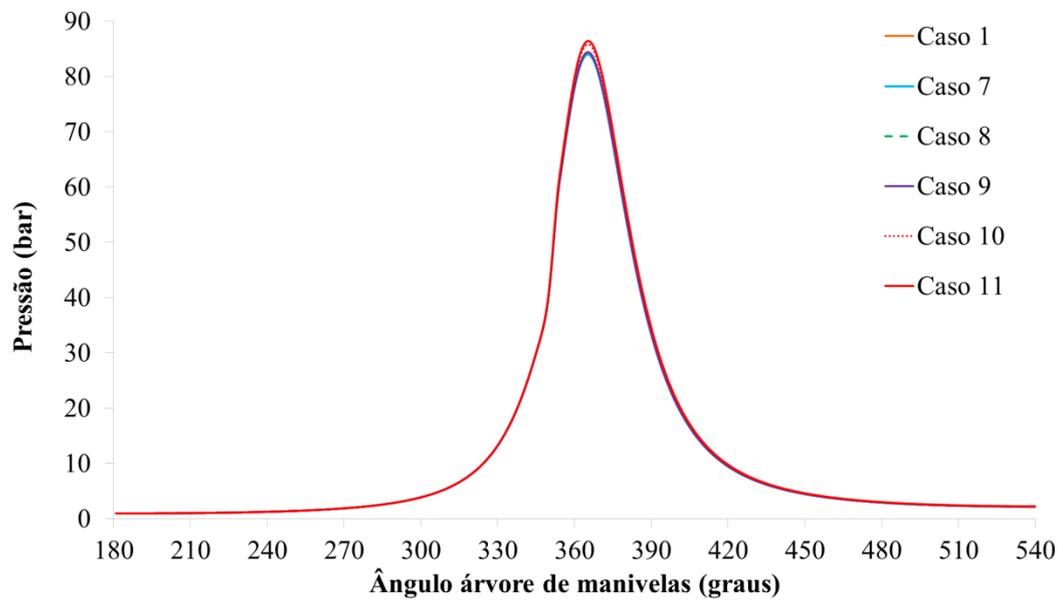
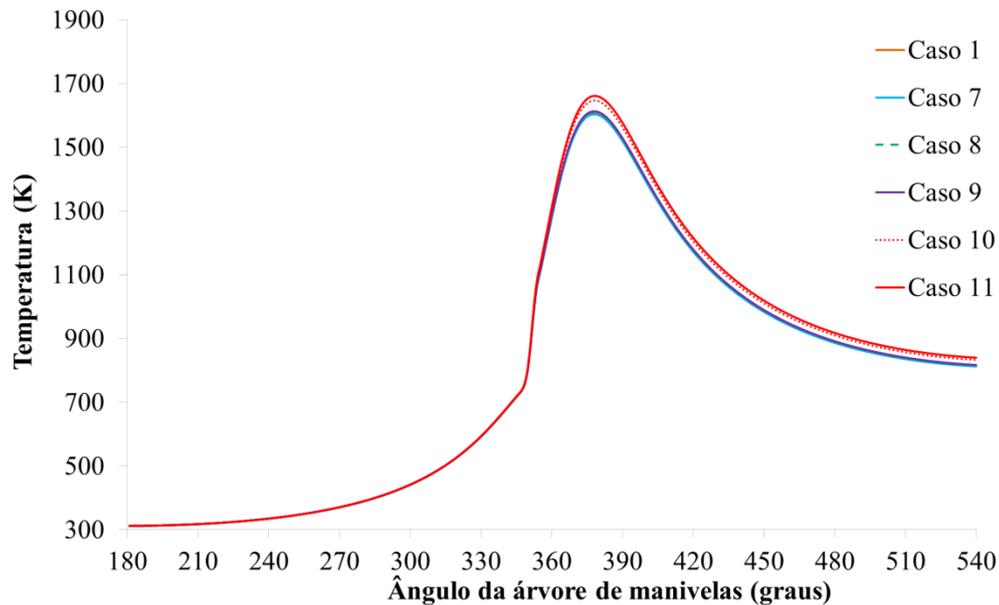
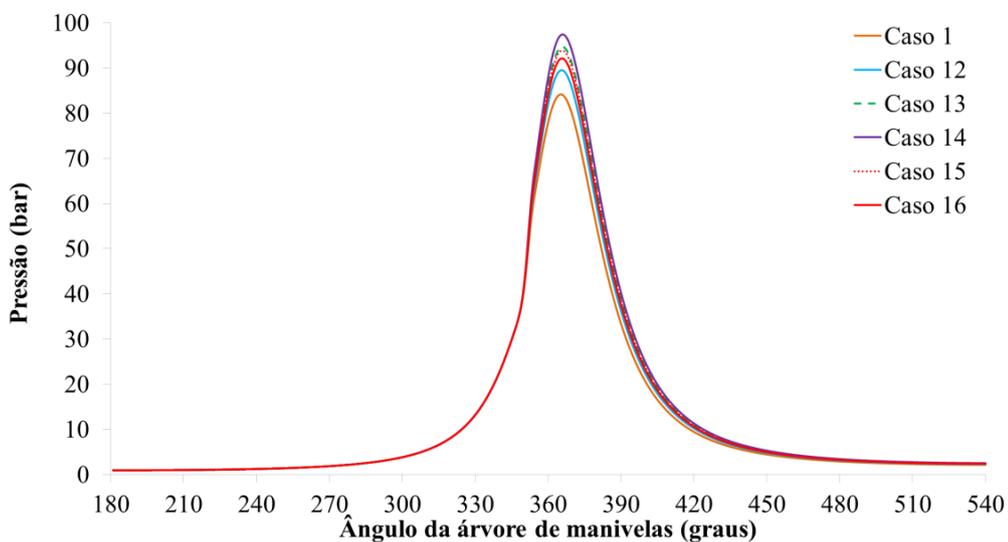


Figura 42 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes composições químicas do combustível (massas de combustível diferentes).



A Figura 43 contém os perfis de temperatura dos gases no interior do cilindro considerando uma mesma composição molecular do combustível (93% de diesel e 7% de biodiesel), em volume, e diferentes razões de equivalência (casos 1, 12, 13, 14, 15 e 16 da Tabela 10). Considerando o parâmetro ϕ como sendo a razão de equivalência e sabendo que quando: $\phi < 1$ a mistura é pobre, $\phi > 1$ é rica e $\phi = 1$ é estequiométrica, verifica-se que quanto maior é o ϕ , maiores serão as temperaturas dos gases. Isto permanece assim até ($\phi = 1$), condição na qual é alcançada a maior temperatura máxima na câmara de combustão, que ocorre para um ângulo de manivela de aproximadamente 379° (logo após o ponto morto superior). Para misturas ricas, o aumento da razão de equivalência provoca uma queda na temperatura máxima e também uma redução da temperatura dos gases no final do curso de expansão. Para estes casos (misturas ricas), embora uma maior quantidade de combustível seja injetada, considerando que a massa de ar que entra no cilindro é fixa, não se traduz numa maior quantidade de energia liberada, pois haverá insuficiência de oxigênio para queimar o combustível excedente. Na prática, a mistura rica não é recomendada devido à oxidação incompleta do combustível, o que resulta na presença de monóxido de carbono CO e hidrocarbonetos não queimados em quantidades que estão acima dos níveis toleráveis em termos ambientais. Além disso, devido às altas temperaturas encontradas para as razões de equivalência analisadas, também pode haver uma alta produção de óxidos de nitrogênio que seriam formados pelo mecanismo térmico (NO_x). Também deve ser observado aqui que,

Figura 44 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes razões de equivalência



A Figura 45 e a Figura 46 contêm os gráficos correspondentes dos perfis de temperatura e pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes rotações do motor. São utilizados os casos 1, 17, 18, 19, 20 e 21 descritos na Tabela 10. Através dos perfis apresentados, pode-se verificar que com a crescente velocidade ocorre o aumento dos valores das grandezas analisadas. Esse comportamento pode ser explicado pelo fato de acontecer a redução na taxa de transferência de calor por convecção e radiação. Isso proporciona uma maior energia disponível fornecida pela queima do combustível.

Figura 45 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes rotações e mesma composição química do combustível (massas iguais).

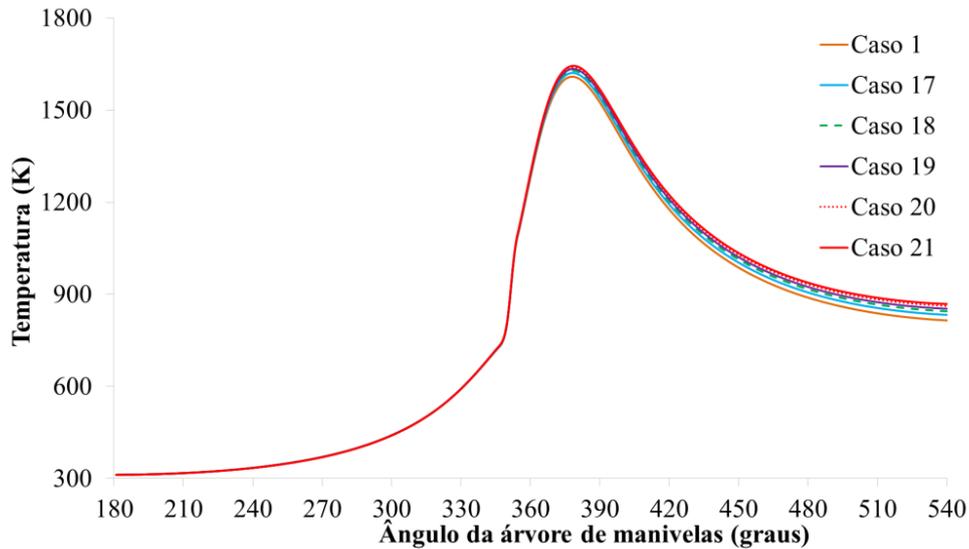
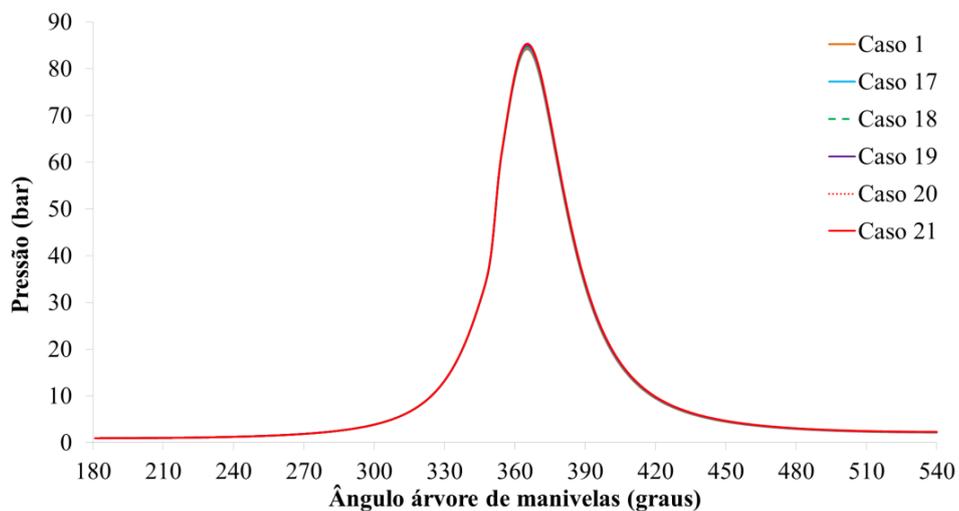


Figura 46 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes rotações e mesma composição química do combustível (massas iguais).



A partir da Figura 47 e da Figura 48, observam-se o comportamento dos perfis de temperatura e pressão, respectivamente, dos gases no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes ângulos de início da combustão (casos 1, 22, 23 e 24 da Tabela 10). O adiantamento ou atraso da oxidação do combustível implica modificações significativas nas curvas. A primeira condição citada proporciona temperaturas e pressões mais elevadas. Já no segundo caso, ocorre uma redução dessas propriedades. Esses resultados são causados devido ao pistão está se deslocando no curso de expansão (adiamento), isto é,

um aumento de volume no interior do cilindro. Tal situação dificulta a mistura do combustível o que provoca uma redução no rendimento térmico. Comparando-se os valores de pressão máxima dos casos 22 e 24, observa-se uma redução de, aproximadamente, 50%. No caso dos dados de temperatura máxima para os mesmos casos, a diminuição é de 20%.

Figura 47 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes ângulos de início da combustão

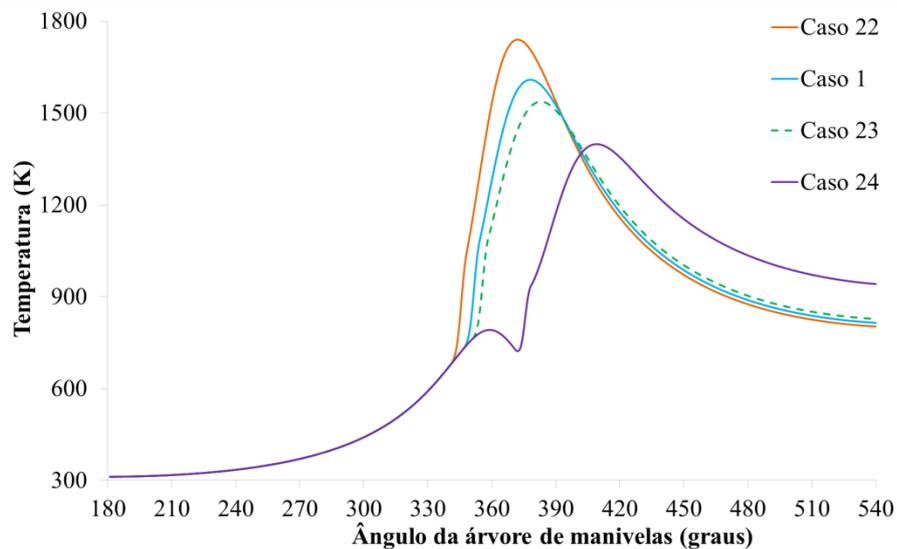
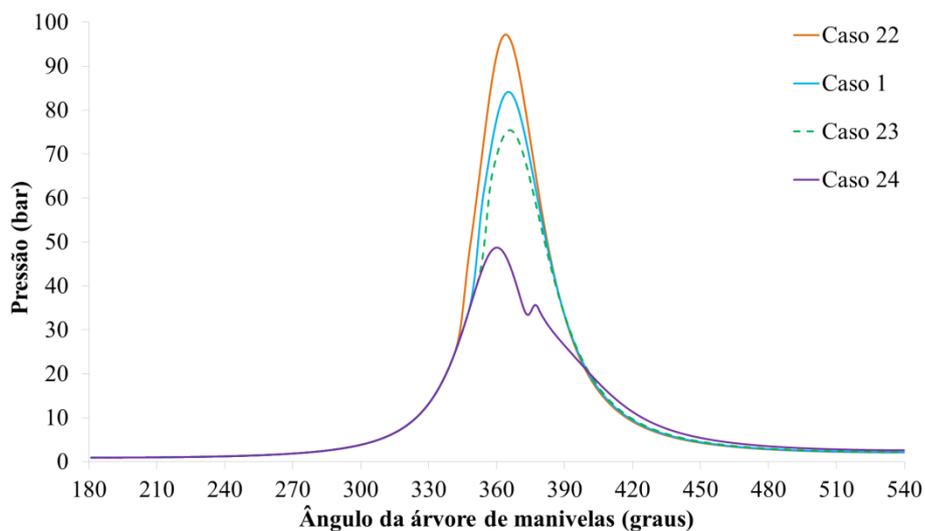


Figura 48 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes ângulos de início da combustão



5.2.2 Curvas de Pressão e Temperatura para o Ciclo Avançado

A denominação Ciclo Avançado apresentada significa que o ciclo motor Diesel funciona com misturas diesel/biodiesel/vapor de água. Para todas as simulações contendo água, foram adotados os percentuais de 20, 30 e 40% da massa de combustível. Isso significa que a massa de água injetada é igual ao percentual da massa de combustível $[m_{\text{ág}} = \%(m_{\text{ci}})_r]$. A escolha desses valores é justificada pelo fato de que a energia térmica fornecida durante o processo de combustão pode não ser suficiente para vaporizar uma elevada quantidade de água injetada na câmara de combustão. Outro aspecto, é que o aumento da massa de água irá necessitar de maior quantidade de energia para realizar a mudança de fase e isso causará uma diminuição da temperatura dos gases contidos no cilindro, tendendo a atingir a temperatura de orvalho da água. Essa situação pode levar a danos causados pela corrosão. Pode ocorrer, ainda, a redução da temperatura de chama e a sua extinção.

A Figura 49 ilustra os gráficos dos perfis de pressão dos gases no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas para as mesmas condições de entrada e considerando o ciclo convencional (caso 1) e com adição de vapor de água. As curvas relativas aos dados de pressão contendo água são para os percentuais de S20% (caso 28), S30% (caso 29) e S40% (caso 30) da massa de combustível real injetada $(m_{\text{ci}})_r$. Para essa simulação, foi considerada a massa de água sendo fornecida na posição angular da árvore de manivelas ($\theta_{\text{iág}} = 358^\circ$) e com duração ($\Delta\theta_{\text{iág}}$) igual a 1° . Todos os casos estão descritos na Tabela 10.

À medida que a parcela de água adicionada aumenta, o efeito causado é a elevação dos dados de pressão (Kökkülünk, et al., 2013; Fu, et al., 2015). Tal resultado pode ser justificado pelo fato já explicado, ou seja, a água injetada muda de fase (líquido para vapor), instantaneamente, ao entrar em contato com os gases quentes no interior do cilindro. Dessa modificação de estado, ocorre a expansão do vapor promovendo um acréscimo de pressão, significando uma adição devido à pressão parcial do vapor à pressão gerada pela compressão e pela combustão.

A Figura 50 apresenta o gráfico como os perfis supracitados ilustrando apenas o intervalo angular (θ) de 358° a 380° para identificação das diferenças entre os valores das curvas. Para as análises, são simulados os casos 1, 25, 26 e 27 da Tabela 10.

Figura 49 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para as mesmas condições de entrada e considerando o funcionamento com e sem adição de água

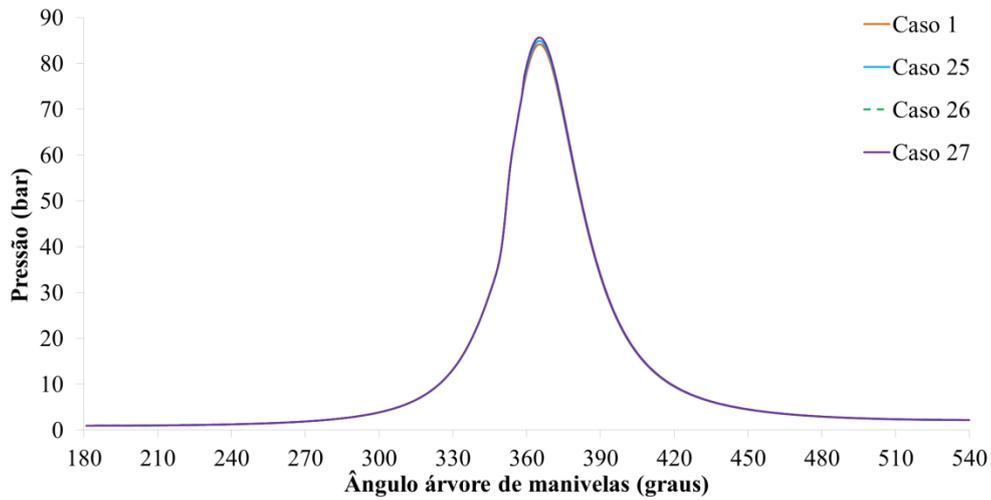
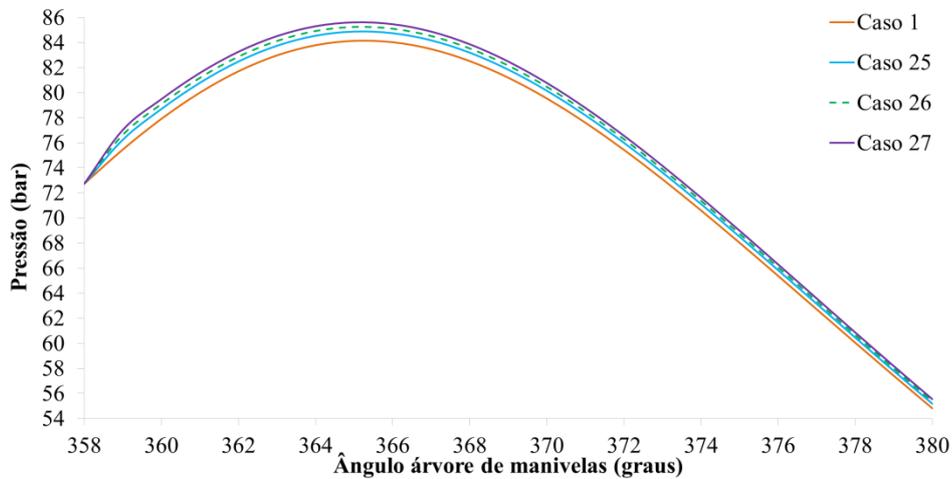
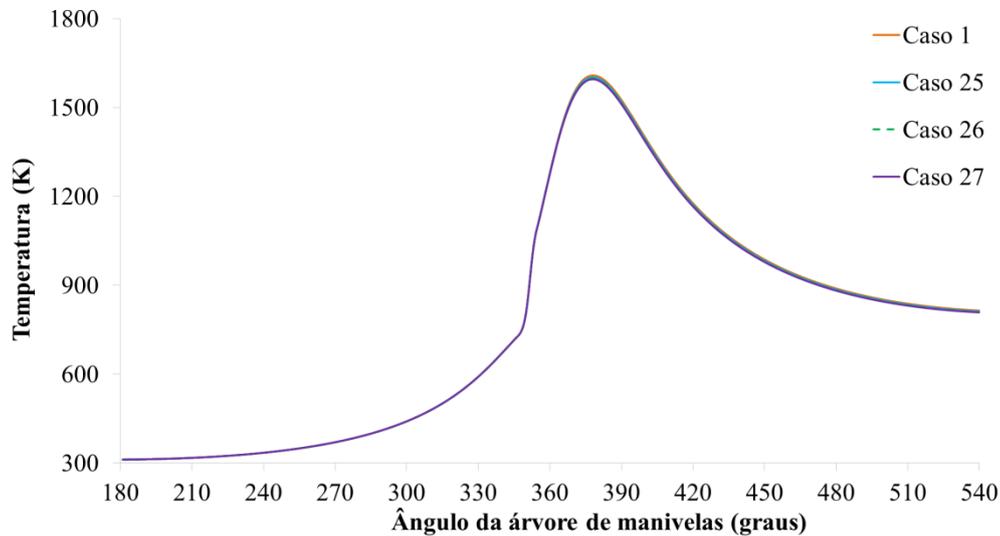


Figura 50 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para as mesmas condições de entrada e considerando o funcionamento com e sem adição de água no intervalo angular de 358° a 380°



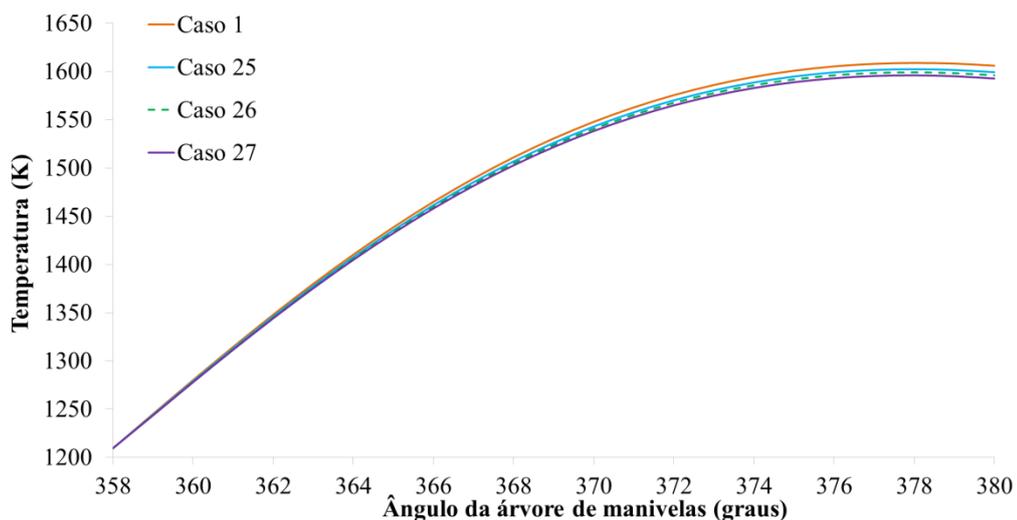
No caso da temperatura dos gases no interior do cilindro considerando os mesmos casos anteriores, o comportamento verificado é de redução dessa grandeza quando a massa de água injetada aumenta (Figura 51) (Gonca, 2014). Conforme já explicado, para que ocorra a mudança de estado físico de líquido para vapor da massa de água, faz-se necessário o fornecimento de energia térmica. Nesse caso, esse potencial energético é cedido pela massa de gases à alta energia interna. Dessa forma, a transferência de energia em forma de calor para tal alteração de estado promove uma redução na temperatura total do sistema.

Figura 51 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para as mesmas condições de entrada e considerando o funcionamento com e sem adição de água



A Figura 52 apresenta o gráfico como os perfis supracitados ilustrando apenas o intervalo angular (θ) de 358° a 380° para identificação das diferenças entre os valores das curvas.

Figura 52 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para as mesmas condições de entrada e considerando o funcionamento com e sem adição de água no intervalo angular de 358° a 380°



A Figura 53 e a Figura 54 apresentam, respectivamente, os gráficos de temperatura e de pressão dos gases no interior do cilindro em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes composições de mistura diesel e biodiesel (massas iguais) e com a adição de 30% de água (S30%). São utilizados os casos 26, 28, 29, 30, 31 e 32 da Tabela 10. Observa-se o

mesmo comportamento descrito para a Figura 39 e a Figura 40, isto é, a que à medida que há o aumento do percentual de biodiesel e, conseqüentemente, diminui-se o do diesel, a temperatura dos gases decresce e a pressão aumenta. A diferença está no fato de que a injeção de água promove a redução da temperatura e crescimento da pressão quando se comparam os dois ciclos (convencional e avançado).

Figura 53 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes composições químicas do combustível (massas de combustível iguais) – Com injeção de água.

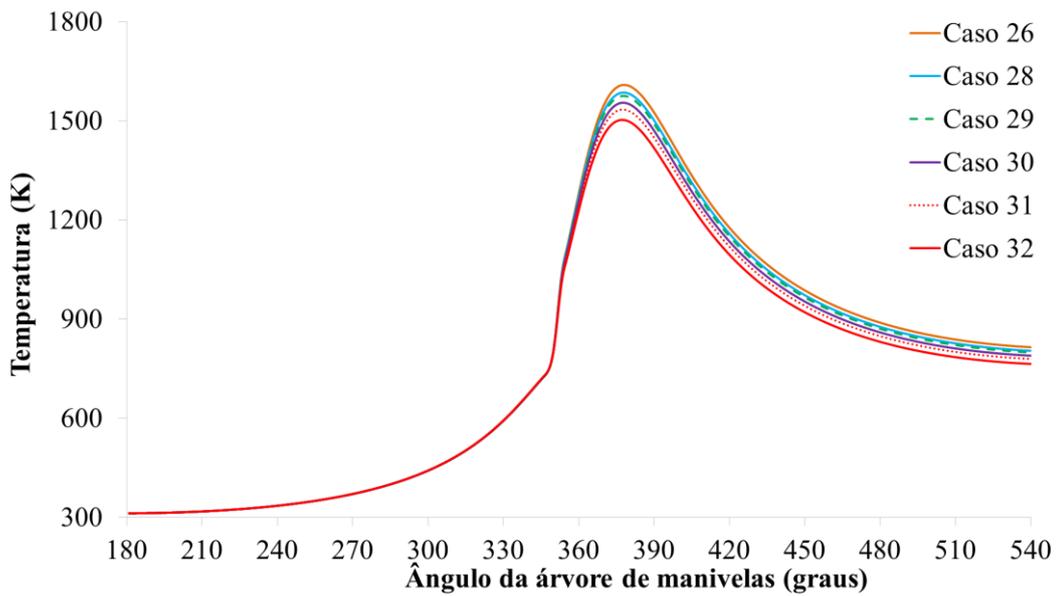
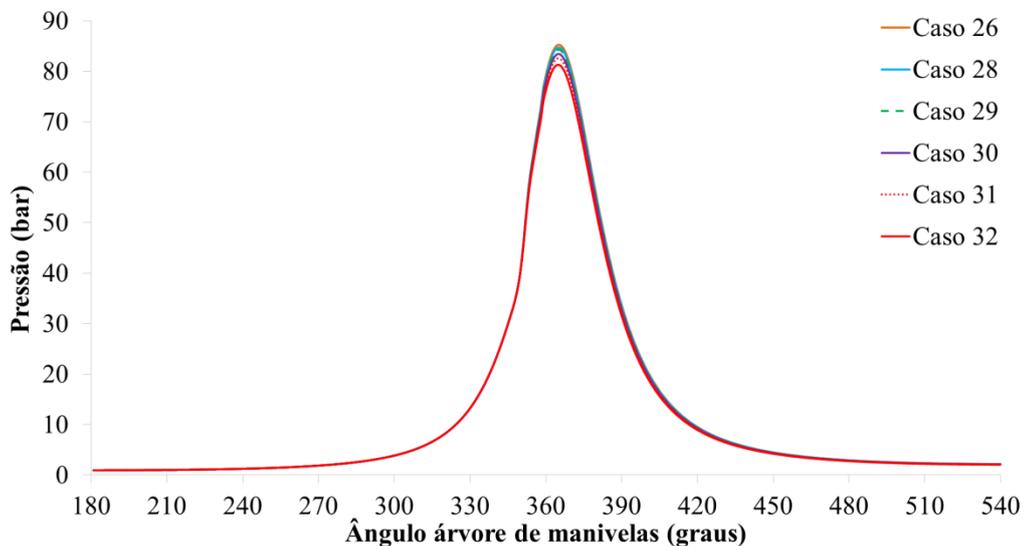


Figura 54 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes composições químicas do combustível (massas de combustível iguais) – Com injeção de água.

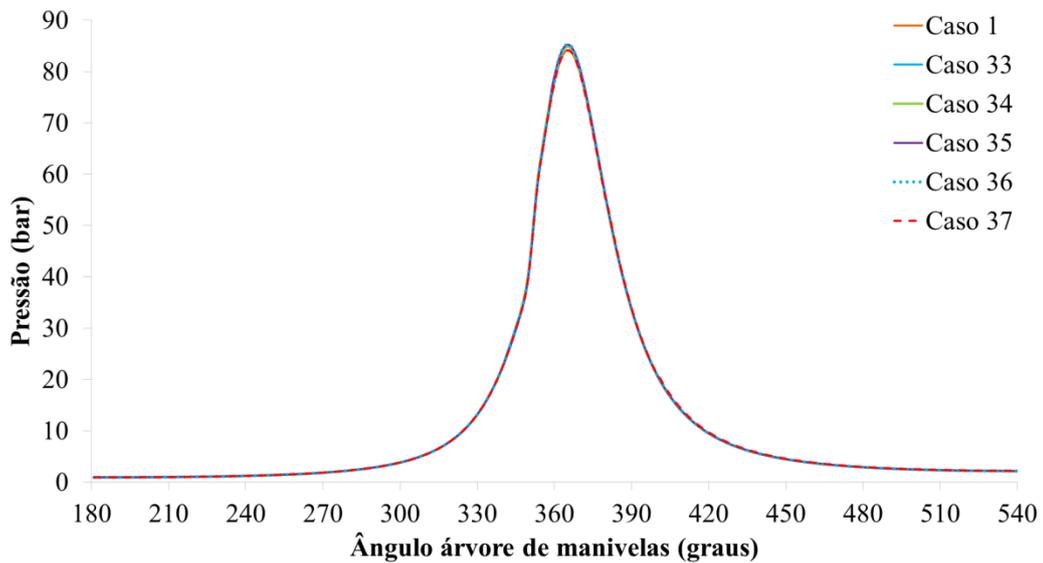


Lembrando que nas simulações apresentadas, a carga, ou seja, a massa de combustível é mantida constante, alterando-se apenas a composição molecular do combustível.

A Figura 55 ilustra o comparativo entre o ciclo convencional (caso 1) e o ciclo avançado com adição de 30% de água (S30%). São apresentados os perfis de pressão para ambos os ciclos, considerando a mesma massa de água injetada (S30%) e os mesmos dados de entrada. O que varia é a posição angular da árvore de manivelas (θ) onde é injetada a massa de água. São utilizados os seguintes ângulos da árvore de manivelas: $\theta_{iág} = 340^\circ, 346^\circ, 358^\circ, 360^\circ$ e 370° e todas as posições durando 1° (casos 33 a 37 da Tabela 10).

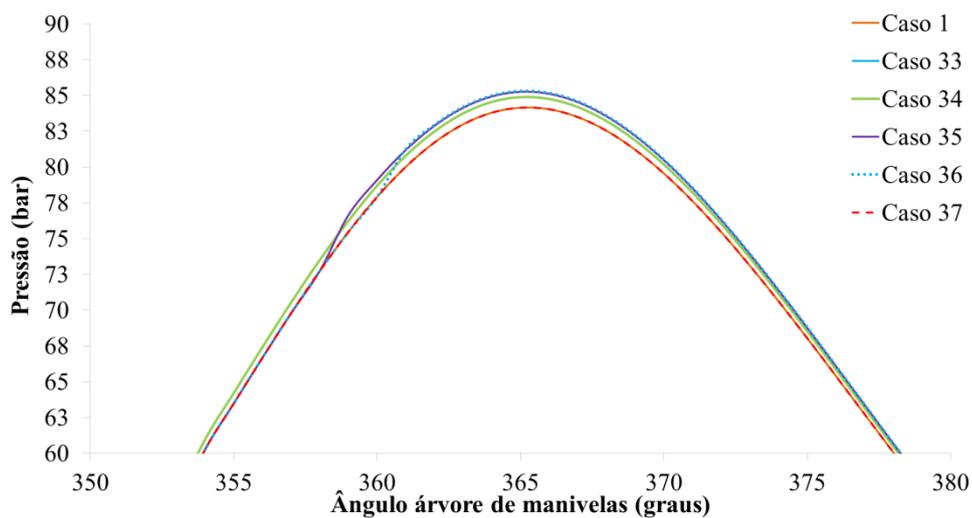
Verifica-se que injetar a água mais tarde, isto é, o atraso angular proporciona um maior valor de pressão. Contudo, esse comportamento é observado quando o pistão está no curso de compressão e a injeção ocorre próxima e, também, no PMS. Em suma, quanto mais próximo ao PMS acontecer a adição dessa massa, maior será a pressão no interior do cilindro. Outro aspecto interessante, é que a inserção da água em posições angulares após o PMS promove menor valor de pressão em relação ao caso de injeção antes do PMS. Não há alterações significativas em termos de valores de pressão em ângulos de injeção após o ponto morto superior. Tal comportamento pode ser explicado pelo fato de haver o aumento do volume do cilindro devido ao deslocamento do pistão do PMS ao PMI o que, energeticamente, pode ser mais relevante em relação ao potencial transferido à massa de água, em termos globais do sistema.

Figura 55 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes ângulos de injeção de água.



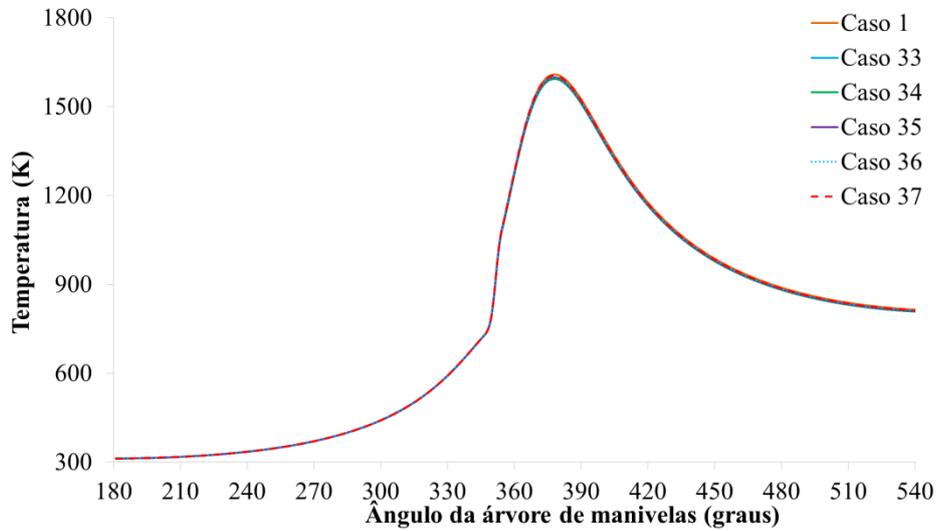
A Figura 56 apresenta o gráfico como os perfis supracitados ilustrando apenas o intervalo angular de 350° a 380° para identificação das diferenças entre os valores das curvas.

Figura 56 - Perfis de pressão em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes ângulos de injeção de água no intervalo angular de 350° a 380°



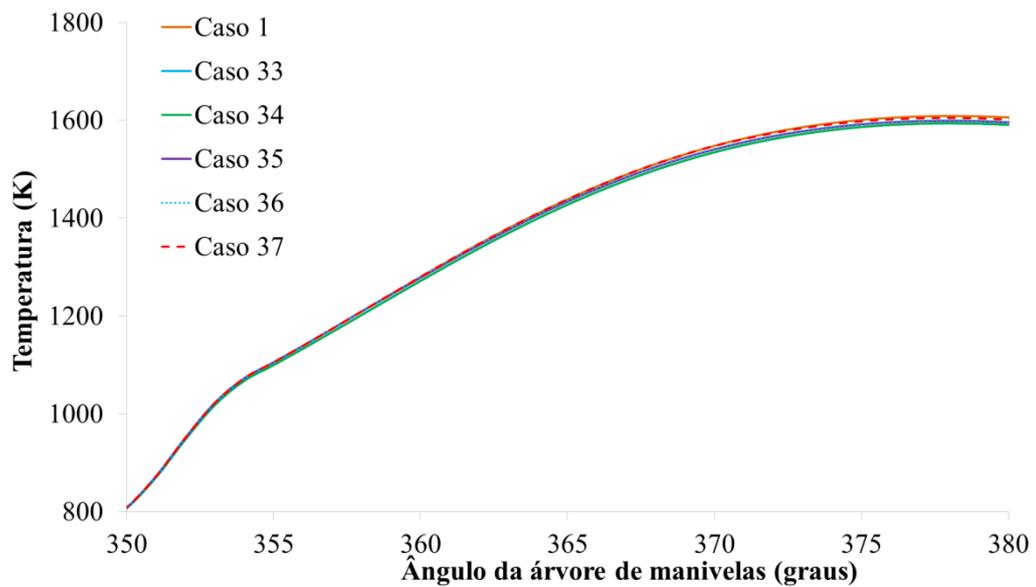
No caso da temperatura (Figura 57), verifica-se que quanto mais próxima ao PMS acontece a injeção de água, maior é a tendência dos gases no interior do cilindro atingirem temperaturas mais elevadas. Observa-se no gráfico que mesmo variando o $\theta_{i\acute{a}g}$, os valores para a propriedade analisada é maior para o ciclo convencional.

Figura 57 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes ângulos de injeção de água.



A Figura 58 apresenta o gráfico como os perfis supracitados ilustrando apenas o intervalo angular de 350° a 380° para identificação das diferenças entre os valores das curvas.

Figura 58 - Perfis de temperatura em função do ângulo da árvore de manivelas para diferentes ângulos de injeção de água no intervalo angular de 350° a 380°



5.2.3 Parâmetros de Desempenho para o Ciclo Convencional

Em relação aos aspectos dos parâmetros de desempenho, foram analisados para os diferentes casos estudados os efeitos da composição química do combustível, da razão de equivalência e do instante de início da combustão sobre o trabalho indicado/efetivo, a pressão média indicada/efetiva, a potência indicada/efetiva, o torque indicado/efetivo e o rendimento térmico indicado/efetivo.

Na Tabela 11, observa-se que à medida que cresce o percentual de biodiesel na composição do combustível, os valores dos parâmetros de desempenho decrescem em decorrência da redução nos dados das pressões e das temperaturas para a mesma condição especificada (Figura 39 e Figura 40). O comportamento descrito tem seu fundamento no PCI do biodiesel que é inferior ao do diesel. Dessa forma, ao elevar-se a participação do biodiesel na composição do combustível, a energia disponibilizada pela queima do combustível é menor, acarretando menores valores dos parâmetros de desempenho. Observa-se que o rendimento térmico indicado apresenta comportamento oposto aos demais parâmetros. Seu valor aumenta, ao se elevar a participação do biodiesel. Explica-se essa situação através da definição matemática apresentada na Eq. 103. Como citado, o PCI do biodiesel é menor que o do diesel, causando a redução do PCI_{eq} à medida que se aumenta a participação do combustível vegetal na mistura. Essa característica leva a uma menor disponibilidade energética ($(m_{ci})_r PCI_{eq}$) lançada pela queima do combustível e, mesmo havendo uma redução no trabalho indicado, o poder calorífico inferior equivalente será o parâmetro que influenciará o comportamento crescente do parâmetro analisado.

Tabela 11 – Parâmetros de desempenho considerando diferentes composições químicas do combustível (massas de combustível iguais).

Caso	1	2	3	4	5	6
W_{ind} (kJ)	$4,29 \times 10^{-1}$	$4,22 \times 10^{-1}$	$4,18 \times 10^{-1}$	$4,08 \times 10^{-1}$	$3,98 \times 10^{-1}$	$3,83 \times 10^{-1}$
PM_{ind} (kPa)	659,34	649,64	642,15	627,11	612,00	589,20
Pot_{ind} (kW)	6,43	6,34	6,26	6,12	5,97	5,75
τ_{ind} (kNm)	$3,41 \times 10^{-2}$	$3,36 \times 10^{-2}$	$3,32 \times 10^{-2}$	$3,25 \times 10^{-2}$	$3,17 \times 10^{-2}$	$3,05 \times 10^{-2}$
$\eta_{t_{ind}}$ (%)	47,32	47,33	47,35	47,37	47,38	47,40

O que acontece, na prática, é o aumento da massa de combustível, ou seja, aumento no seu consumo para que se mantenha a potência e o torque máximos do projeto do motor. Para as diversas condições imposta ao motor, seu torque e sua potência serão constantes. O que irá variar é a massa de combustível e a composição química. Dessa forma, os valores dos

parâmetros de desempenho sofrem uma sensível modificação para que essa condição seja mantida (Tabela 12).

Tabela 12 – Parâmetros de desempenho considerando diferentes composições químicas do combustível (massas de combustível diferentes).

Caso	1	7	8	9	10	11
W_{ind} (kJ)	$4,29 \times 10^{-1}$	$4,26 \times 10^{-1}$	$4,29 \times 10^{-1}$	$4,31 \times 10^{-1}$	$4,33 \times 10^{-1}$	$4,33 \times 10^{-1}$
PM_{ind} (kPa)	659,34	655,64	659,94	661,88	665,75	665,58
Pot_{ind} (kW)	6,43	6,40	6,44	6,46	6,49	6,49
τ_{ind} (kNm)	$3,41 \times 10^{-2}$	$3,39 \times 10^{-2}$	$3,42 \times 10^{-2}$	$3,43 \times 10^{-2}$	$3,45 \times 10^{-2}$	$3,45 \times 10^{-2}$
$\eta_{t,ind}$ (%)	47,32	47,33	47,34	47,36	47,38	47,40

A Tabela 13 contém os resultados obtidos para os parâmetros de desempenho considerando diferentes razões de equivalência. Destes resultados, verifica-se que com o aumento da razão de equivalência, maiores valores dos parâmetros de desempenho são alcançados, com exceção do rendimento térmico que se altera muito pouco. Esse comportamento permanece assim até ($\phi = 1$). Conforme explicação apresentada para a Figura 43 e para a Figura 44, na condição de mistura torna-se rica ($\phi > 1$), o combustível não será completamente oxidado processo de combustão. Surgirá o monóxido de carbono (CO) nos produtos da reação e esse composto químico provoca a redução na energia térmica gerada durante a combustão, reduzindo, também, os valores de pressão e temperatura dos gases no interior do cilindro e, conseqüentemente, a redução dos parâmetros desempenho (casos 15 e 16 - Tabela 10).

Tabela 13 - Parâmetros de desempenho considerando diferentes razões de equivalência.

Caso	1	12	13	14	15	16
W_{ind} (kJ)	$4,29 \times 10^{-1}$	$4,88 \times 10^{-1}$	$5,44 \times 10^{-1}$	$5,73 \times 10^{-1}$	$5,35 \times 10^{-1}$	$5,16 \times 10^{-1}$
PM_{ind} (kPa)	659,34	750,00	836,47	880,73	822,58	793,58
Pot_{ind} (kW)	6,43	7,32	8,16	8,59	8,02	7,74
τ_{ind} (kNm)	$3,41 \times 10^{-2}$	$3,88 \times 10^{-2}$	$4,33 \times 10^{-2}$	$4,56 \times 10^{-2}$	$4,26 \times 10^{-2}$	$4,11 \times 10^{-2}$
$\eta_{t,ind}$ (%)	47,32	47,26	47,15	47,08	47,17	47,21

Na Tabela 14, apresentam-se os dados preditos para os parâmetros de desempenho considerando diferentes ângulos de início de combustão. Identifica-se que com aumento angular (atraso na ignição), menores são os valores dos parâmetros de desempenho obtidos. Esses resultados são causados devido à energia térmica proveniente da combustão ocorrer durante o aumento de volume no interior do cilindro (curso de expansão).

Tabela 14 - Parâmetros de desempenho considerando diferentes ângulos de início de combustão.

Caso	22	1	23	24	53	54
W_{ind} (kJ)	$4,17 \times 10^{-1}$	$4,29 \times 10^{-1}$	$4,29 \times 10^{-1}$	$3,61 \times 10^{-1}$	$3,08 \times 10^{-1}$	$2,55 \times 10^{-1}$
P_{MI} (kPa)	641,09	659,34	660,02	555,47	473,22	392,02
Pot_{ind} (kW)	6,25	6,43	6,44	5,42	4,62	3,82
τ_{ind} (kNm)	$3,32 \times 10^{-2}$	$3,41 \times 10^{-2}$	$3,42 \times 10^{-2}$	$2,88 \times 10^{-2}$	$2,45 \times 10^{-2}$	$2,03 \times 10^{-2}$
η_{tind} (%)	46,01	47,32	47,36	39,86	33,96	28,13

A Figura 59, a

Figura 60 e a Figura 61 apresentam os gráficos representativos da potência indicada, torque e rendimento térmico, ambos indicados, em função da rotação do motor, considerado a mesma composição química do combustível (massas iguais) e diferentes rotações (casos 1, 17, 18, 19 e 20 da Tabela 10). Verifica-se o aumento desses parâmetros ao se elevar a rotação do motor.

Figura 59 – Potência indicada em função da rotação do motor para diferentes rotações (massas de combustível iguais).

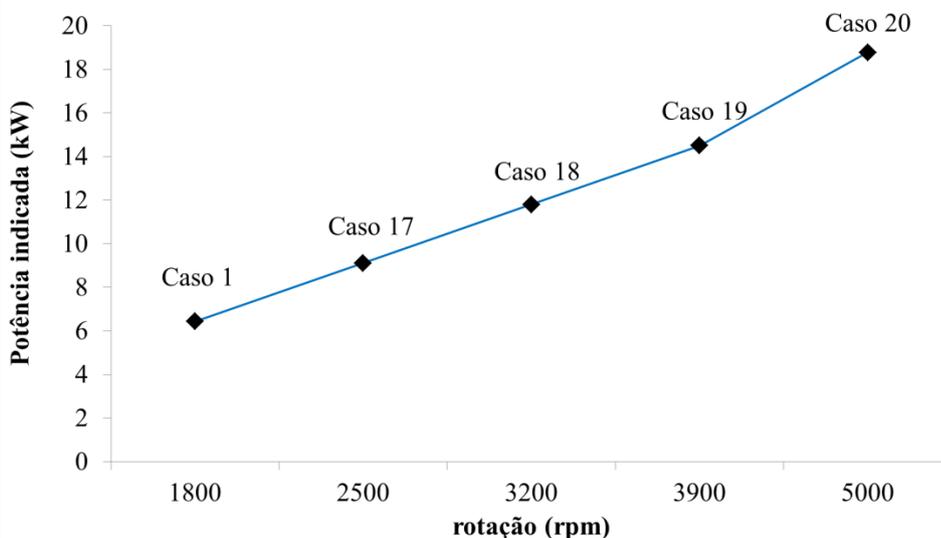


Figura 60 – Torque indicado em função da rotação do motor para diferentes rotações (massas de combustível iguais).

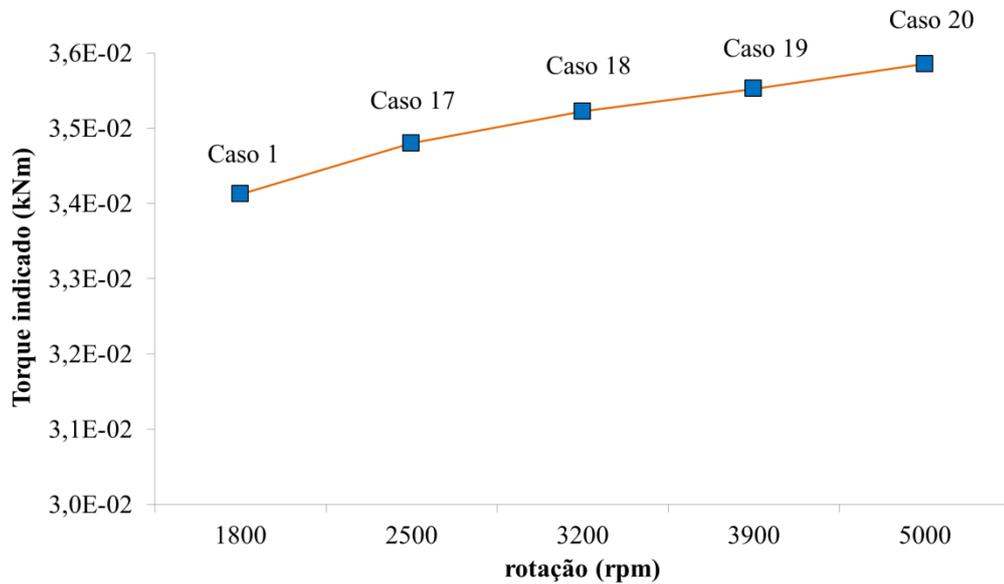
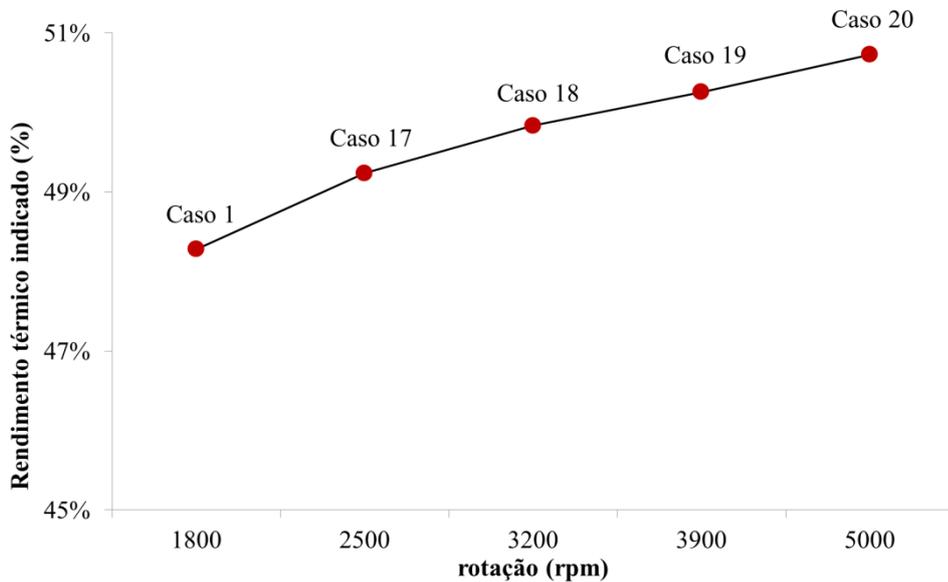


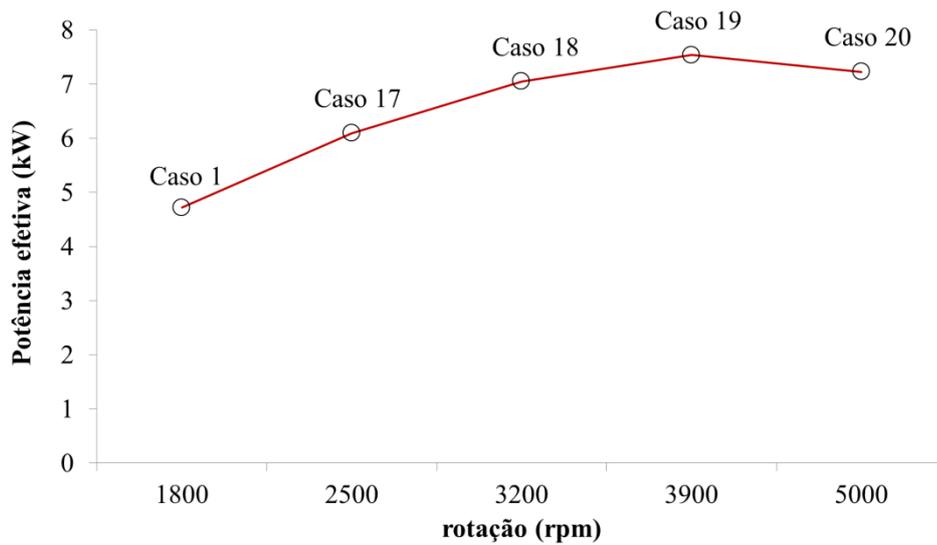
Figura 61 – Rendimento indicado em função da rotação do motor para diferentes rotações (massas de combustível iguais).



Entretanto, na prática, devido ao atrito entre as partes e outros fenômenos, ocorrem comportamentos um pouco diferentes para os parâmetros apresentados (Figura 59, Figura 60 e Figura 61). A Figura 62 contém o gráfico da potência efetiva desenvolvida pelo motor em função da sua rotação. São utilizados os casos 1, 17, 18, 19 e 20 descritos na Tabela 10. Observa-se a tendência crescente da curva até um determinado valor. Nesse ponto máximo, a potência é denominada *Maximum Brake Power*. Após o pico ser atingido, os demais valores

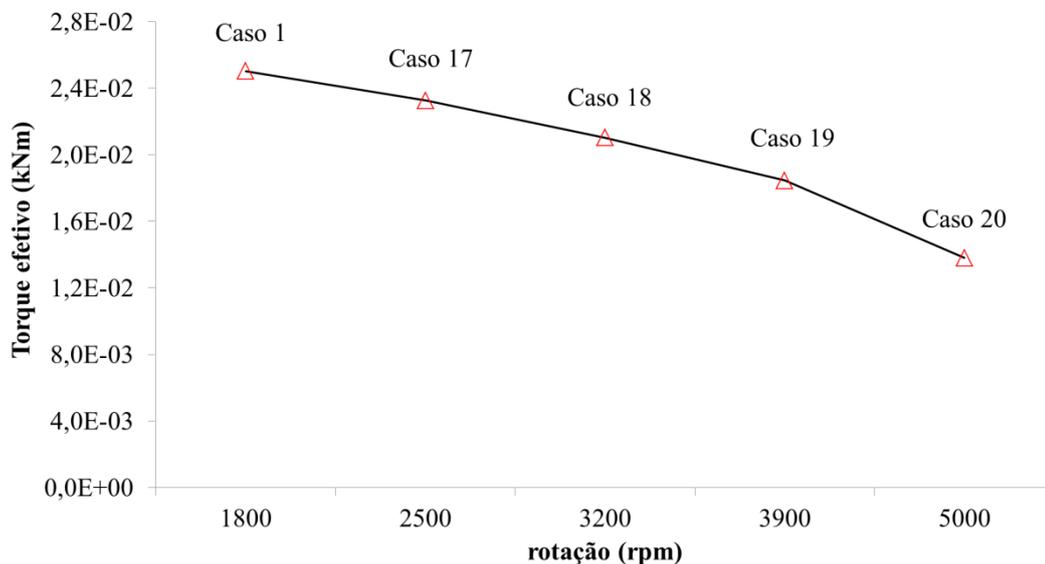
decrecem (Graciano, et al., 2016). Como os efeitos causados pelo atrito entre as partes móveis do motor aumentam, quadraticamente, com a velocidade, justifica-se o comportamento citado para a potência efetiva (Ferguson, et al., 2001).

Figura 62 – Potência efetiva em função da rotação do motor para diferentes rotações (massas de combustível iguais).



O torque efetivo possui um valor máximo (*Maximum Brake Torque*) e os demais resultados decrescem com o aumento da velocidade do motor (Figura 63). Esse comportamento pode ser justificado pela mesma explicação mencionada para a Figura 62.

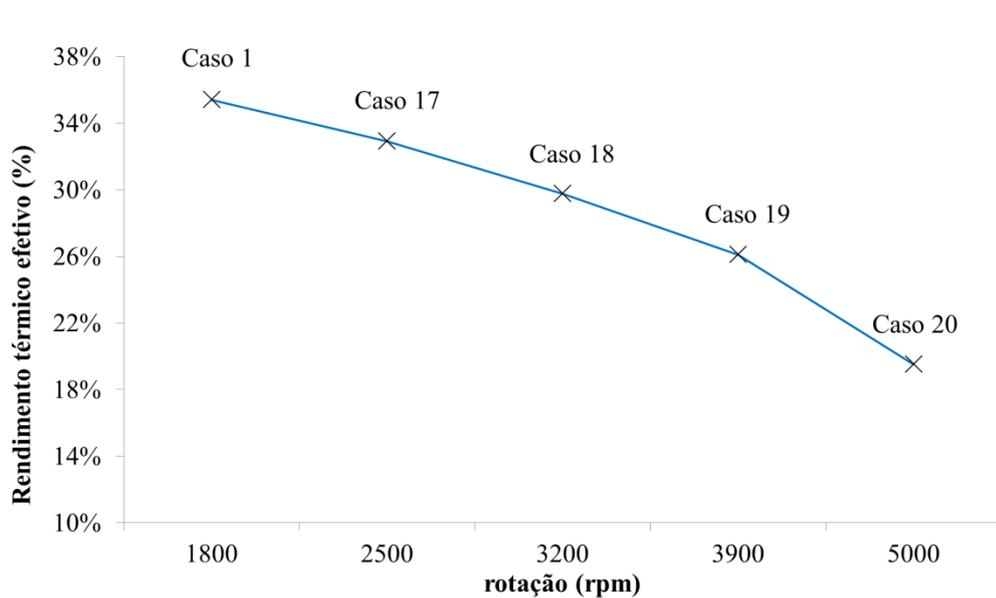
Figura 63 – Torque efetivo em função da rotação do motor para diferentes rotações (massas de combustível iguais).



A potência e o torque em um motor de combustão interna se relacionam através da sua rotação. O que ocorre é que para um veículo desenvolver grandes acelerações, necessita-se de altos torques. Essa situação é alcançada a partir das relações entre as engrenagens da caixa de câmbio e dos demais sistemas da transmissão. Dessa forma, modifica-se o torque, mas não há ganhos de potência. Para conseguir aumentar a potência, faz-se necessário aumentar a frequência do motor, ou seja, a sua rotação. Portanto, quando a rotação do motor aumenta, o torque diminui. No entanto, quando o motor ganha velocidade, sua potência sobe e atinge seu ponto máximo a um regime elevado. Na prática, em baixas rotações a potência é baixa, e quem atua para movimentar o veículo é o torque. À medida que a rotação vai aumentando, a potência, também, eleva-se. Quando o veículo está a uma velocidade maior, o torque já não é tão influente. Em altas rotações o torque diminui bastante, mas essa perda é compensada pelo aumento do regime do motor (alta rotação e alta potência). Entretanto, em rotações ainda mais altas a diminuição do torque é tamanha, que a alta rotação não consegue mais compensar, e então a potência do motor cai.

A Figura 64 contém o gráfico do rendimento térmico efetivo em função da rotação do motor. São utilizados os casos 1, 17, 18, 19 e 20 descritos na Tabela 10. Observa-se a tendência decrescente da curva com o aumento da rotação. Justifica-se esse comportamento pelo fato do atrito aumentar com a elevação da rotação do motor, conforme citado. A consequência dessa situação é a redução da pressão média efetiva e, considerando a mesma composição química do combustível e a mesma massa de combustível, a diminuição do trabalho líquido efetivo e o decréscimo do rendimento térmico efetivo.

Figura 64 – Rendimento térmico efetivo em função da rotação do motor para diferentes rotações (massas de combustível iguais).

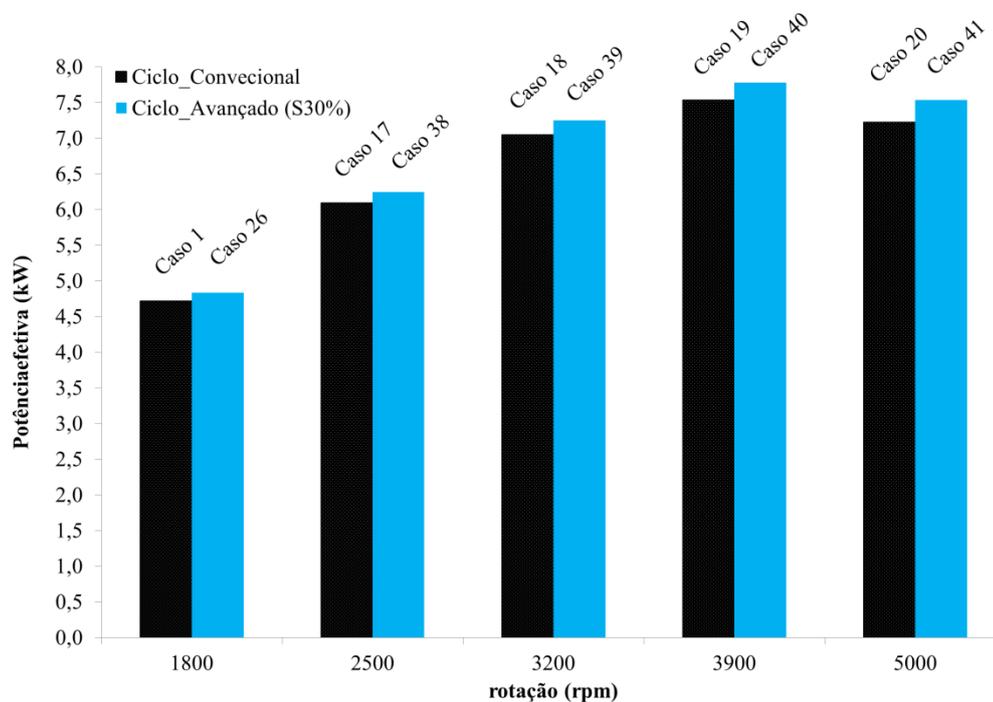


5.2.4 Curvas Comparativas dos Parâmetros de Desempenho entre o Ciclo Convencional e o Avançado

Na Figura 65, está contido o gráfico da potência efetiva para diferentes rotações do motor. Considera-se o ciclo convencional, isto é, sem injeção de água e o ciclo avançado. Adota-se um percentual fixo para a massa de água injetada (30% de água – S30%), a mesma posição angular ($\theta_{iág} = 358^\circ$) para a injeção, o mesmo intervalo angular de duração ($\Delta\theta_{iág} = 1^\circ$) e o mesmo percentual, em volume, do combustível. Os comparativos são realizados entre os pares (ciclo convencional/ciclo avançado), conforme os seguintes casos: 1/26, 17/38, 18/39, 19/40 e 20/41 descritos na Tabela 10.

Observa-se o aumento da potência com a adição da água e com o aumento da rotação. Para o caso onde a rotação é 3.900rpm, há um aumento de 3% da potência efetiva, em relação ao ciclo convencional.

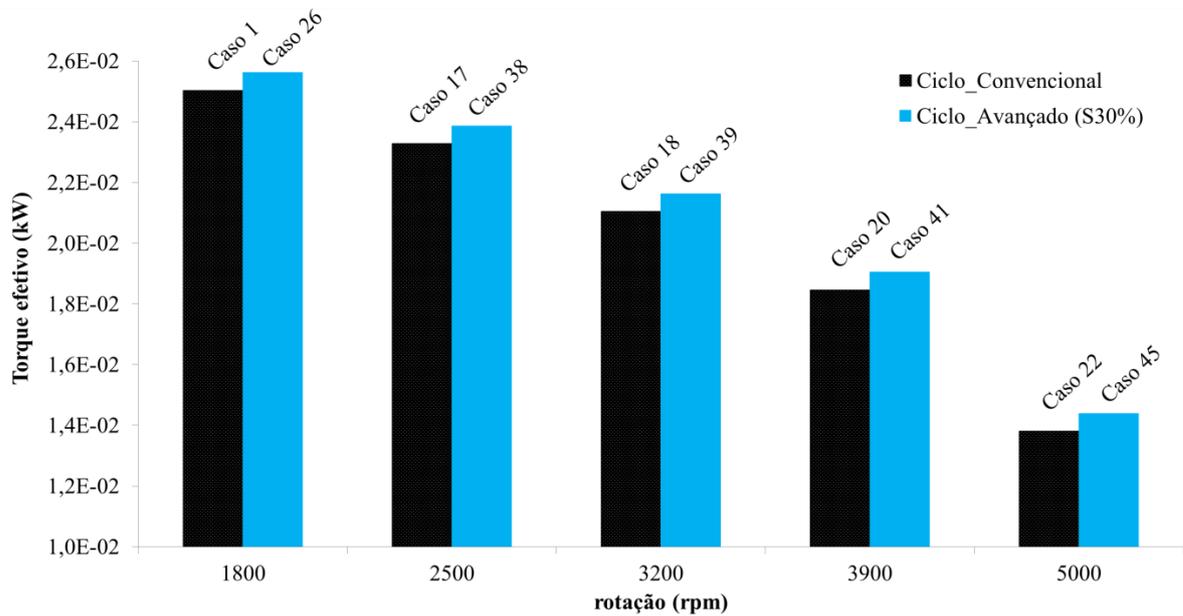
Figura 65 – Potência efetiva em função da rotação do motor para diferentes rotações com a injeção de água



No tocante ao torque efetivo, observa-se o seu comportamento no gráfico da Figura 66 para os mesmos casos. Para obtenção das curvas, são considerados o ciclo convencional e o avançado. As análises são realizadas adotando-se um percentual fixo para a massa de água injetada, a mesma posição angular para a injeção e o mesmo percentual, em volume, do combustível. Os casos utilizados são os mesmos supracitados.

Observa-se o aumento do torque com a adição da água. No entanto, para ambos os ciclos, há a redução desse parâmetro como o aumento da rotação. Para o caso onde a rotação é 1.800 rpm, o torque atinge seu valor máximo. Comparando-se as curvas nesse ponto, verifica-se um aumento de 2% do torque quando se utiliza o ciclo avançado.

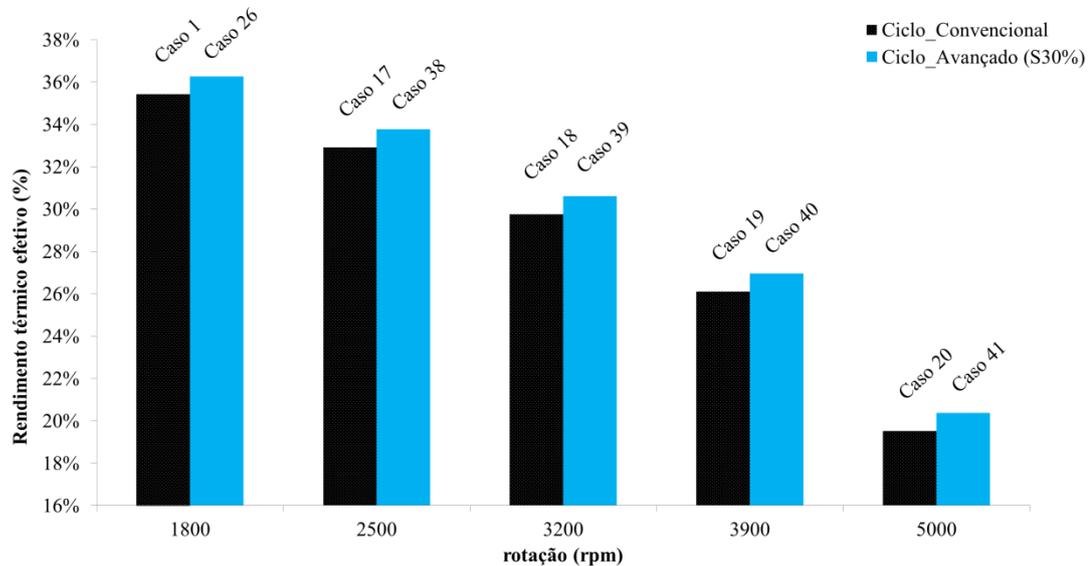
Figura 66 – Torque efetivo em função da rotação do motor para diferentes rotações com a injeção de água



A Figura 67 apresenta o gráfico comparativo do rendimento térmico efetivo para os mesmo casos citados em função da rotação do motor. Verifica-se a redução desse parâmetro com o aumento da rotação. Esse comportamento é justificado pelos mesmos argumentos apresentados na explicação da Figura 64.

Ao se comparar as curvas para uma rotação igual a 1.800rpm, verifica-se um aumento de 2,4% e para o 5.000rpm, há uma elevação de, aproximadamente, 4%. Essa tendência é justificada pelo fato da expansão do vapor devido à mudança de fase, conforme explicado.

Figura 67 – Rendimento térmico efetivo em função da rotação do motor para diferentes rotações com a injeção de água



Os gráficos apresentados nas Figura 68, Figura 69 e Figura 70 ilustram o um comparativo entre a potência efetiva, torque e rendimento térmico efetivos do ciclo convencional (caso 1 da Tabela 10) e o ciclo com injeção de 20 (S20%), 30 (S30%) e 40% (S40%) de água, casos 25, 26 e 27, respectivamente, da Tabela 10. Os perfis foram obtidos considerando a mesma rotação do motor e a composição química do combustível fixa, ou seja, massas iguais.

Observa-se que à medida que se eleva a participação da água no interior do cilindro, há um aumento nos valores dos parâmetros de desempenho do motor. Comparando os resultados dos parâmetros de desempenho do ciclo com uma participação de 40% de água (S40%) com o ciclo convencional, há uma elevação de, aproximadamente, 3%.

Figura 68 - Potência efetiva em função do percentual de água injetada considerando a rotação e a composição química do combustível (massas iguais).

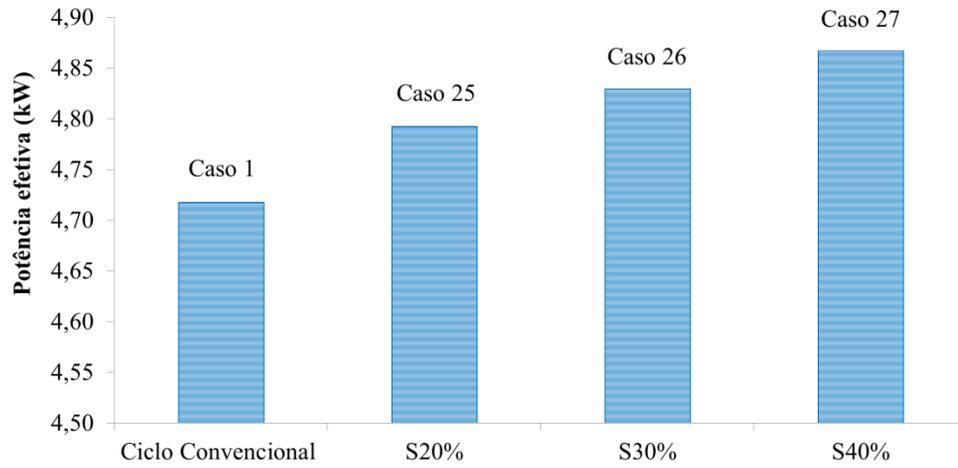


Figura 69 - Torque efetivo em função do percentual de água injetada considerando a rotação e a composição química do combustível (massas iguais).

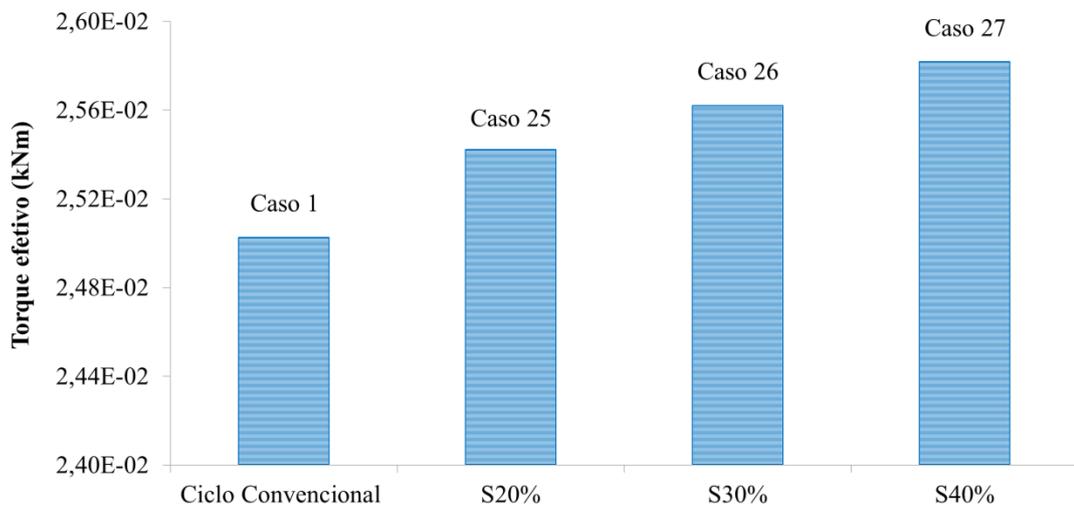


Figura 70 – Rendimento térmico efetivo em função do percentual de água injetada considerando a rotação e a composição química do combustível (massas iguais).



5.2.5 Níveis de Emissões de Poluentes

Conforme descrito no tópico 4.7, de posse dos resultados de pressão e temperatura calculados e das demais variáveis necessárias para alimentar o TPEQUIL, são analisados e avaliados os níveis de poluentes emitidos pelo motor para os diversos cenários especificados na Tabela 10. Os dados de temperatura e pressão utilizados, como dados de entrada no *software* supracitado, são considerados a temperatura e a pressão máximas alcançadas durante o ciclo.

Os comparativos são realizados entre os pares (ciclo convencional/ciclo avançado), conforme os seguintes casos: 1/26, 7/48, 8/49, 9/50, 10/51 e 11/52 descritos na tabela supracitada. Para as análises, a rotação do motor é igual a 1.800rpm e o percentual de massa de água injetada (S30%) são mantidos constantes. A composição química do combustível e a sua massa variam.

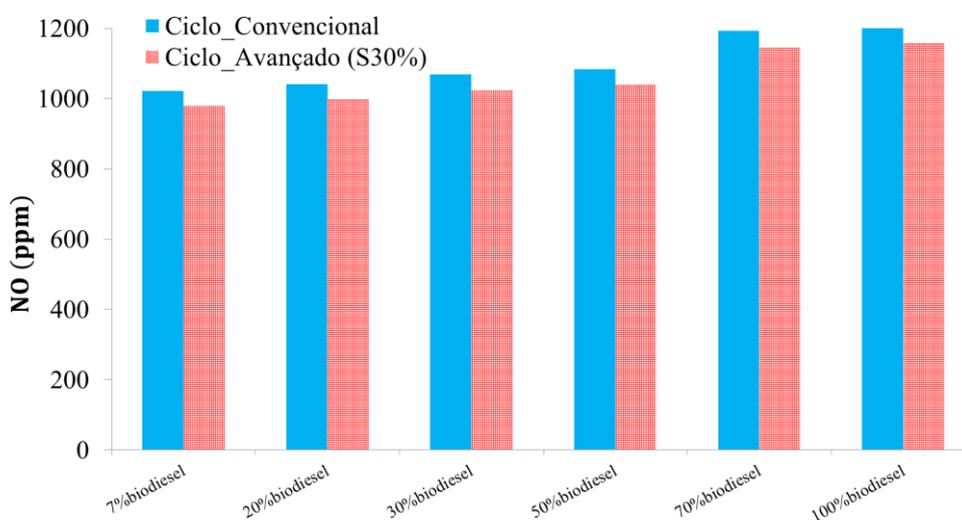
Na Figura 71, apresenta-se o comportamento do NO em função da variação da composição química e da massa do combustível. Observa-se a elevação do percentual do poluente, em ambos os ciclos, à medida que ocorre uma redução na participação do diesel na composição da mistura do combustível. Tal situação pode ser explicada pelo fato do aumento das temperaturas dos gases no interior do cilindro (Figura 42) que ocorre devido ao aumento da massa de combustível. Com o aumento da rotação, mais ciclos por unidade de tempo ocorrem

e, conseqüentemente, a vazão mássica do combustível aumenta, fazendo elevar a temperatura dos gases no interior do cilindro.

Comparando-se o ciclo avançado com o ciclo convencional para os mesmos casos utilizados na Figura 71, observa-se que ocorre a redução nos valores de NO emitidos. Essa situação está ligada à redução da temperatura dos gases contido no cilindro ao adicionar água.

A redução percentual do nível de NO é de 4,0% considerando o mesmo caso analisado para o ciclo convencional e avançado.

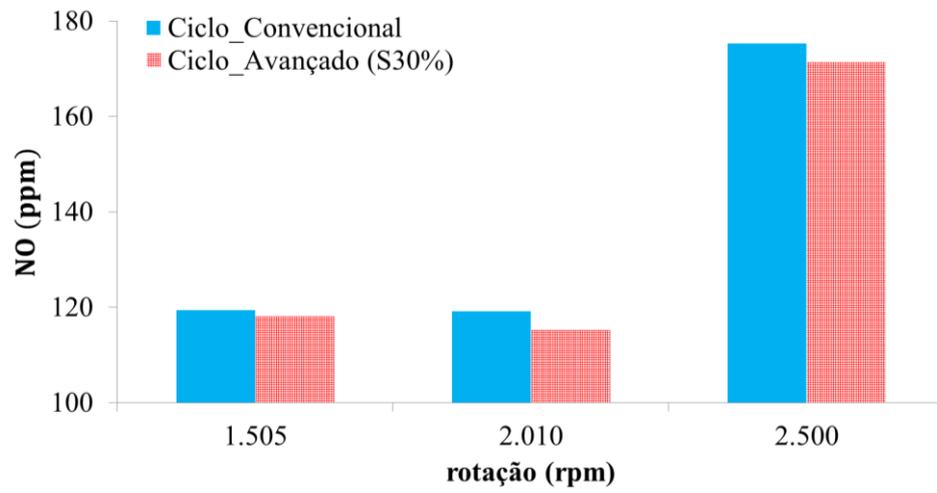
Figura 71 – Comparativo das emissões de NO em função da composição química do combustível (massas diferentes) para os ciclos convencional e avançado (S30%).



O gráfico apresentado na Figura 72 é referente ao comparativo entre os pares (ciclo convencional/ciclo avançado), conforme os seguintes casos: 42/45, 43/46 e 44/47 da Tabela 10. O comportamento dos níveis de NO em função da rotação são verificados. A composição química do combustível é mantida constante, mas a sua massa varia de acordo com a rotação empregada. O objetivo da análise é realizar um comparativo entre os resultados obtidos através do TPEQUIL, das emissões de NO em função da rotação, considerando os ciclos com e sem adição de água. O percentual de massa de água injetada é mantido constante (S30%).

Observa-se a tendência à redução nos níveis de NO, ao se injetar água. Para os casos 44/47, a diminuição percentual entre as emissões dos ciclos é de 2,3%. A diminuição nas emissões de óxido nítrico está, diretamente, relacionada à redução nas temperaturas alcançadas no interior do cilindro com a presença da água.

Figura 72 – Comparativo das emissões de NO em função da rotação do motor para uma mesma composição química do combustível (massas diferentes) para os ciclos convencional e avançado (S30%).



6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

6.1 CONCLUSÕES

A partir das análises realizadas, é possível concluir que o modelo matemático desenvolvido é representativo, fisicamente, do funcionamento do motor de combustão interna desde a compressão até a expansão. Essa adequação pode ser comprovada através da validação realizada onde se verificou um erro relativo real de 2,0%.

Ao modificar os percentuais de diesel e biodiesel implica alteração nos valores de pressão e temperatura dos gases no interior do cilindro. Tais variações não causam impactos significativos nos parâmetros de desempenho devido ao fato da massa de combustível variar para manter as condições de projeto em termos de potência efetiva e torque efetivo.

No tocante à variação do ângulo de início da combustão, conclui-se que atrasar ou adiantar a reação química causa alterações nos valores de pressão e temperatura dos gases no interior do cilindro. Dessa forma, esse valor deve ser bem definido no projeto do motor para que a oxidação do combustível não ocorra muito antes (durante a compressão) porque haverá uma elevação no trabalho, durante o curso de compressão devido ao deslocamento dos gases que estarão em expansão, conforme descrito por (Ferguson, et al., 2001). Essa situação causará redução nos parâmetros de desempenho o que implicará perdas energéticas e financeiras. Comparando dois casos onde o ângulo de início da combustão é 340° e o outro é 370° , observa-se que os valores de pressão e de temperatura máximas são reduzidos em 50% e 20%, respectivamente, ao adiar o referido ângulo.

Um aspecto interessante verificado através das curvas de temperatura expostas na Figura 47, é que ao se atrasar o ponto de ignição do combustível, temperaturas maiores são alcançadas nas proximidades do fim do curso de expansão. Deve-se frisar que os rendimentos térmicos para tais condições apresentam valores baixos, quando são comparados aos casos com adiantamento do ângulo de ignição.

A razão de equivalência é um dado bastante relevante nos resultados. Seu aumento proporciona uma maior parcela de combustível injetado na câmara de combustão o que provoca uma maior quantidade de energia liberada e, conseqüentemente, maiores valores de desempenho. Caso aconteça uma combustão com falta de ar, a tendência é acontecer a redução nos valores de temperatura e pressão dos gases contidos no cilindro.

Os parâmetros contidos na função dupla de Wiebe afetam consideravelmente os resultados de pressão, temperatura e, conseqüentemente, os dados de desempenho do motor;

A reação química de combustão é a principal responsável pelo comportamento térmico do motor, isto é, interfere diretamente nos parâmetros termodinâmicos;

Como proposta do trabalho, a injeção de água no interior da câmara de combustão proporciona melhorias do ponto de vista térmico. Tal fato é justificado pelo aumento da pressão e redução na temperatura dos gases contidos no cilindro. Comparando-se o ciclo convencional e o avançado (S40%), observa-se um aumento de, aproximadamente, 3% nos parâmetros de desempenho.

Em relação aos níveis de NO, conclui-se que devido à redução na temperatura ao ser adicionada água, ocorre a diminuição desse poluente (4,0%).

6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Realizar análises experimentais sobre o trabalho desenvolvido;
- Implementar, no modelo matemático, o cálculo da massa de combustível equivalente para mudanças na composição diesel/ biodiesel;
- Implementar, na modelagem matemática, os efeitos do atraso da ignição;
- Contabilizar, na modelagem, a potência necessária para pressurizar a água;
- Analisar e avaliar a utilização de óxido nítrico (N_2O) nos parâmetros de desempenho e emissões de poluentes;
- Utilização de outros combustíveis alternativos e misturas diversas para verificação do comportamento das curvas de pressão, temperatura, parâmetros de desempenho e poluentes, comparando-as com resultados experimentais;

REFERÊNCIAS

- ABEDIN, M. J. et al. Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 26, p. 20–33, 2013.
- ARROYO, J. et al. Combustion behavior of a spark ignition engine fueled with synthetic gases derived from biogas. **Fuel**, v. 117, p. 50-58, 2014.
- BANCHA, T.; JAU-HUAI L. Single Zone Model for HCCI Engine Fueled with n-Heptane. **International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering**, v. 3, n. 5, p. 304-310, 2009.
- BARROS, R. W. da S.; HENRÍQUEZ, J. R.; DUTRA, J. C. C. Experimental Evaluation of the Use of Cottonseed Biodiesel and Mixtures with Commercial Diesel Oil in Diesel Generator Set. **IEEE Latin America Transactions**, v.16, n. 2, 2018.
- BEN, Balanço energético nacional: Empresa Brasileira de Pesquisas Energéticas, Ministério das Minas e Energia. Ano base 2017.
- BERTOLDI, D. Simulação numérica de um modelo simplificado de um motor à combustão interna a gás natural. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade de Santa Catarina, Santa Catarina.
- BIELACZYC P.; WOODBURN J.; SZCZOTKA A. An assessment of regulated emissions and CO₂ emissions from a European light-duty CNG-fueled vehicle in the context of Euro 6 emissions regulations. **Applied Energy**, v. 117, p. 134-141, 2014.
- BOWMAN, C. T. Kinetic of pollutant formation and destruction in combustion. **Energy and Combustion Science**, v. 1, p. 33-45, 1975.
- BRUNETTI, F. Motores de Combustão Interna. 3ª ed., v. 1. São Paulo: Blucher; 2012.
- BUENO, J. P. V. M. Análise do desempenho de motores diesel utilizando óleo combustível pesado e combustível destilado marítimo. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Rio de Janeiro (COPPE), Rio de Janeiro.

CASOLIA, P.; GAMBAROTTAA A.; POMPINIA N. Development and validation of a “crank-angle” model of an automotive turbocharged Engine for HiL Applications. **Energy Procedia**, v. 45, p. 839–848, 2014.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. Termodinâmica - Uma Abordagem de Engenharia. 5ª ed., 2006.

CONAMA, Conselho Nacional do Meio Ambiente. Resolução 451, 03 de Maio de 2012.

CONKLIN, J. C.; SZYBIST, J. P. A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery. **Energy**. v. 35 p. 1658-1664, 2010.

COSTA, Y. J. R. da Motor de Combustão Intena Operando com Mistura de Diesel e Gás Natural. 2007. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal de Campina Grande, Paraíba.

CUNHA, J. J. L. Otimização do desenho da câmara de combustão de um motor DI-SI. 2011. Dissertação (Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica), Universidade do Minho.

D'ANGELO, M.; GONZÁLEZ, A.; TIZZE, N. R. First approach to exhaust emissions characterization of light vehicles in Montevideo, Uruguay. **Science of the Total Environment**, v. 618, p. 1071–1078, 2018.

E, J. et al. Performance and emission evaluation of a marine diesel engine fueled by water biodiesel-diesel emulsion blends with a fuel additive of a cerium oxide nanoparticle. **Energy Conversion and Management**, v. 169, p. 194–205, 2018.

FENG, X. et al. Experimental study on the nitrogen dioxide and particulate matter emissions from diesel engine retrofitted with particulate oxidation catalyst. **Science of the Total Environment**, v. 472, p. 56–62, 2014.

FERGUSON, C. C.; KIRKPATRICK, A. T. Internal Combustion Engines Applied Thermosciences, 2ª ed. John Wiley & Sons, 2001.

FONTARAS, G. et al. Development and review of Euro 5 passenger car emission factors based on experimental results over various driving cycles. **Science of the Total Environment**, v. 468-469, p. 1034-1042, 2014

FONTARAS, G.; ZACHAROF, N. G.; CIUFFO, B. Fuel consumption and CO₂ emissions from passenger cars in Europe-Laboratory versus real-world emissions. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 60, p. 97-121, 2017.

FU, L. et al. Experimental Investigation of Combustion and Emission Characteristics for Internal Combustion Rankine Cycle Engine under different Water Injection Laws. **Energy Procedia**, v. 66, p. 89–92, 2015.

GILAT, A.; SUBRAMANIAM, V. Métodos Numéricos para Engenheiros e Cientistas - Uma Introdução com Aplicações Usando o MATLAB. Porto Alegre-RS, Bookman, 2008.

GONCA, G. et al. Comparison of steam injected diesel engine and Miller cycled diesel engine by using two zone combustion model. **Journal of the Energy Institute**.v. 88, p. 43–52, 2015.

GONCA G. Investigation of the effects of steam injection on performance and NO emissions of a diesel engine running with ethanol-diesel blend. **Energy Conversion and Management**, v. 77, p. 450-457, 2014.

GRACIANO, V.; VARGAS, J. V. C.; ORDONEZ, J. C. Modeling and simulation of diesel, biodiesel and biogas mixtures driven compression ignition internal combustion engines. **International Journal of Energy Research**, v. 40, p.100–111, 2016.

H., S. P.; GONSALVES, J.; S., V. V. Effect of Introduction of Water into Combustion Chamber of Diesel Engines – A Review. **Energy and Power**, v. 5, n. 1A, p. 28-33, 2015.

HADIA, F. et al. The effects of water vapor injection into the engine combustion chamber. 2014.

HASSAN, M. I.; BRIMMO, A. T. Modeling in-cylinder water injection in a 2-stroke internal combustion engine. **Energy Procedia**, v. 75, p. 2331–2336, 2015.

HAUCK, E. A. R. Modelo Simulação para um Motor Diesel. 2010. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte.

HEYWOOD, J. B A text book on Internal Combustion engine fundamentals. McGraw-Hill Int, 1988.

HIROYASU, H. Diesel Engine Combustion and Its Modeling.

HOHENBERG, G. Advanced approaches for heat transfer calculations. **SAE J. Automot. Eng**, 1979.

HOOFTMAN, N. et al. A review of the European passenger car regulations – Real driving emissions vs local air quality. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 86, p. 1-21, 2018.

HUANG, Y. et al. Remote sensing of on-road vehicle emissions: Mechanism, applications and a case study from Hong Kong. **Atmospheric Environment**, v. 182, p.58-74, 2018.

IEA, International Energy Agency. World energy balances: overview. 2017 Disponível em: <http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/WorldEnergyBalances2017Overview.pdf>. Acesso em: 09 de Março de 2018.

IYER, A. A. et al. Experimental Study on the Effect of Water Injection in an Internal Combustion Engine . **Journal of Mechanical and Civil Engineering**, p. 58-64, 2017.

JUNIOR, G. C. de S. Simulação termodinâmica de motores de diesel utilizando óleo e biodiesel para verificação dos parâmetros de desempenho e emissões. 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

KÖKKÜLÜNK, G. et al. Theoretical and experimental investigation of steam injected diesel engine with EGR. **Energy**,v. 74, p. 331-339, 2014.

KÖKKÜLÜNK, G. et al. Theoretical and experimental investigation of diesel with steam injection system on performance and emission parameters. **Applied Thermal Engineering**, v. 54, p. 161-170, 2013.

KUMAR, M. V.; BABU, A. V.; KUMAR, P. R. The impacts on combustion, performance and emissions of biodiesel by using additives in direct injection diesel engine. **Alexandria Engineering Journal**, v. 57, p. 509-516, 2018.

KUMAR, S.; CHAUHAN, M. K.; VARUN Numerical modeling of compression ignition engine: A review. **Renewable and Sustainable Energy**, v. 19, p. 517–530, 2013.

LAKSHMINARAYANAN, P. A.; AGHAV, Y. V. Modelling Diesel Combustion. Springer, 2010.

LATA, D. B.; MISRA, A. Theoretical and experimental investigations on the performance of dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels. **International Journal of Hydrogen Energy**. v. 35, p. 11918-11931, 2010.

LI, W. et al. Combustion Characteristics of a Compression Ignition Engine Fuelled with Diesel–Ethanol Blends. Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers – Part D. **Journal of Automobile Engine**, v. 222, p. 265–274, 2008.

LIANG, Y. [et al.] Effect of oxygen enriched combustion and water–diesel emulsion on the performance and emissions of turbocharged diesel engine. **Energy Conversion and Management**, v. 73, p. 69-77, 2013.

LIU, H. et al. Combustion and emission characteristics of a direct injection diesel engine fueled with biodiesel and PODE/biodiesel fuel blends. **Fuel**, v. 209, p. 62–68, 2017.

LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R. Geração termelétrica – planejamento, projeto e operação. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.

LOUREIRO, T. W. Análise paramétrica do conjunto pistão, biela e árvore de manivelas com foco na redução de perdas por atrito e de consumo de combustível. 2009. Dissertação (Mestrado Profissional em Engenharia Automotiva), Universidade de São Paulo, São Paulo.

MAROTEAUX, F.; SAAD, C. Diesel engine combustion modeling for hardware in the loop applications: Effects of ignition delay time model. **Energy**, v. 57, p. 641-652, 2013.

MARTINS, J. Motores de Combustão Interna [Livro]. 2ª ed., 2006.

MERKER, G. P.; SCHWARZ, C.; TEICHMANN, R. Combustion Engines Development - Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation. Springer-Verlag Berlin Heidelberg , 2012.

MINGRUI, W. et al. Water injection for higher engine performance and lower emissions. *Journal of the Energy Institute*, v. XXX, p. 1-15, 2016.

MIYAMOTO, N. C.; MURAYAMA, T.; SAWYER, R. Description and analysis of diesel engine rate of combustion and performance using Wiebe's functions. *SAE J. Automot. Eng.*, 1985.

MMA (Ministério do Meio Ambiente - Brasil) Inventário Nacional de Emissões Atmosféricas por Veículos Automotores Rodoviários, 2013. Disponível em: http://www.mma.gov.br/estruturas/163/_publicacao/163_publicacao27072011055200.pdf. Acesso em: 09 de Março de 2018.

MORAN, M. J. et al. *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. 7ª ed., LTC, 2013.

NABI, Md. N. et al. Reductions in diesel emissions including PM and PN emissions with diesel-biodiesel blends. ***Journal of Cleaner Production***. v. 166, p. 860-868, 2017.

NABI, Md. N.; Theoretical Investigation of Engine Thermal Efficiency, Adabatic Flame Temperature, NO_x Emission and Combustion-Related Parameters for Different Oxygenated Fuels. *Applied Thermal Engineering*, - v. 30, p. 839-844, 2010.

NOUR, M. et al. Effect of water injection into exhaust manifold on diesel engine combustion and emissions. ***Energy Procedia***, v. 100, p. 178-187, 2016.

NUR, A. et al. Performance characteristic of indirect diesel engine fuelled with diesel-bioethanol using Uniplot software. ***Energy Procedia***, v. 68, p. 167–176, 2015.

OGUNKOYA, D. et al. Performance, combustion, and emissions in a diesel engine operated with fuel-in-water emulsions based on lignin. ***Applied Energy***, v. 154, p. 851–861, 2015.

OLIKARA, C.; BORMAN, G. L. A computer program for calculating properties of equilibrium combustion products with some applications to I.C. engines. SAE. PAPER 750468, 1975.

PARK, S. H.; YOUN, I. M.; LEE, C. S. Influence of ethanol blends on the combustion performance and exhaust emission characteristics of a four-cylinder diesel engine at various engine loads and injection timings. **Fuel**, v. 90, p; 748-755, 2011.

PARLAK, A. et al. Investigation of the effects of steam injection on performance and emissions of a diesel engine fuelled with tobacco with seed oil methyl ester. **Fuel Processing Technology**, v. 116, p. 101–109, 2013.

PATI, S. Thermodynamic modelling for performance analysis of compression ignition engine fuelled with biodiesel and its blends with diesel. **International Journal of Recent Technology and Engineering (IJRTE)**, v.1, 2013.

RAHMAN, S. M. A. et al. Assessment of emissions and performance of compression ignition engine with varying injection timing. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v 35, p. 221-230, 2014.

RAKOPOULOS, C. D.; GIAKOUMIS, E. G. Diesel Engine Transiente Operation - Principals of Operation and Simulation Analysis. Atenas: Springer, 2009.

RANGEL, M. G. et al. An assessment of dispersing pollutants from the pre-harvest burning of sugarcane in rural areas in the northeast of Brazil. **Atmospheric Environment**, v. 178, p. 265-281, 2018.

RASHEDA, M. M. et al. Performance and emission characteristics of a diesel engine fueled with palm, jatropha, and moringa oil methyl ester. **Industrial Crops and Products**, v. 79, p. 70-76, 2016.

REIXEIS, M.; HAUSBERGER, S. Trend of vehicle emissions levels until 2020 - Prognosis based on currente vehicle measuerements and future emission legislation. **Atmospheric Environment**, v. 43, p. 4689-4698, 2009.

RENZI, M., BIETRESATO, M.; MAZZETTO, F. An experimental evaluation of the performance of a SI internal combustion engine for agricultural purposes fuelled with different bioethanol blends. **Energy**. v. 115, p. 1069-1080, 2016.

SANTOS, A. S. et al. Flexible-fuel automobiles and CO₂ emissions in Brazil: Parametric and semiparametric analysis using panel data. **Habitat International**, v. 71, p. 147-155, 2018.

SAYIN, C.; USLU, K.; CANAKCI, M. Influence of injection timing on the exhaust emissions of a dual-fuel CI engine. **Renew Energy**, v.33, p. 1314-1323, 2008.

SINAY, J.; PUŠKÁR, M.; KOPAS, M. Reduction of the NO_x emissions in vehicle diesel engine in order to fulfill future rules concerning emissions released into air. **Science of the Total Environment**, v. 624, p. 1421–1428, 2018.

SIVALINGAM, M. et al. Validation of some engine combustion and emission parameters of a bioethanol fuelled DI diesel engine using theoretical modelling. **Alexandria Engineering Journal**, v. 54, p. 993–1002, 2015.

STIESCH, G. Phänomenologisches Multizonen-Modell der Verbrennung und Schadstoffbildung im Dieselmotor. (1999). Dissertation. Universität Hannover.

STIESCH, G. Modeling engine spray and combustion processes. (2003). Springer, Berlin

STONE, R. Introduction to internal combustion engines 2^a ed., The Macmillan Press Ltd, 1992.

SUN, C. Z. Z. Using Variable Piston Trajectory to Reduce Engine-Out Emissions. **Applied Energy**, v. 170, . p. 403-414, 2016.

TAYLOR, A. M. K. P. Science review of internal combustion engines. **Energy Policy**,v. 36, p. 4657-4667, 2008.

TESFA, B.; MISHRA, R.; BALL, A. D. Water injection effects on the performance and emission characteristics of CI engine operating with biodiesel. **Renewable Energy**, v. 37, p. 333-344, 2012.

TONON, D. da S.; GARCIA, E. C. Análise termodinâmica de motores de combustão interna de tipo alternativo usando um modelo quasi-dimensional. XXV Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva. Blucher Engineering Proceedings, v. 4, n. 1, p. 509-522, 2017.

TSOKOLIS, D. et al. Fuel consumption and CO₂ emissions of passenger cars over the New Worldwide Harmonized Test Protocol. **Applied Energy**, v. 179, p. 1152-1165, 2016.

UM, S.; PARK, S. W. Numerical Study on Combustion and Emission Characteristics of Homogeneous Charge Compression Ignition Engines Fueled with Biodiesel. **Energy & Fuels**, v. 24, 916–927, 2010.

VERHELST, S.; WALLNER, T. Hydrogen-fueled internal combustion engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 35, p. 490–527, 2009.

VERHELST, S. Recent progress in the use of hydrogen as a fuel for internal combustion engines. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 39, p. 1071-1085, 2014.

WIEBE, I. Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. Verlag Technik, p. 286, 1962.

WU, Z-J. et al. A high efficiency oxyfuel internal combustion engine cycle with water direct injection for waste heat recovery . **Energy**, v. 70, p. 110-120, 2014.

ZHANGA, Z. et al. Effect of direct water injection during compression stroke on thermal efficiency optimization of common rail diesel engine. **Energy Procedia**, v. 142, p. 1251–1258, 2017.

ZHANGA, Z. et al. Effects of fatty acid methyl esters proportion on combustion and emission characteristics of a biodiesel fueled marine diesel engine. **Energy Conversion and Management**, v. 159, p. 244-253, 2018.

ZHU, R. et al. Effects of fuel constituents and injection timing on combustion and emission characteristics of a compression-ignition engine fueled with diesel–DMM blends. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 34, p. 3013-3020, 2013.

**ANEXO A – COEFICIENTES PARA O CÁLCULO DO CALOR ESPECÍFICO A PRESSÃO
CONSTANTE DOS PRODUTOS E REAGENTES DA COMBUSTÃO ($300 \geq T \leq 1.000K$)**

$$c_p/R = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^4$$

$$h/RT = a_1 + \frac{a_2}{2} T + \frac{a_3}{3} T^2 + \frac{a_4}{4} T^3 + \frac{a_5}{5} T^4 + \frac{a_6}{T}$$

$$s^0/R = a_1 \ln T + a_2 T + \frac{a_3}{2} T^2 + \frac{a_4}{3} T^3 + \frac{a_5}{4} T^4 + a_7$$

<i>i</i>	Species	a_{i1}	a_{i2}	a_{i3}	a_{i4}	a_{i5}	a_{i6}	a_{i7}
1	CO ₂	0.2400779E+01	0.87350957E-02	-0.66070878E-05	0.20021861E-08	0.63274039E-15	-0.48377527E+05	0.96951457E+01
2	H ₂ O	0.40701275E+01	-0.11084499E-02	0.41521180E-05	-0.29637404E-08	0.80702103E-12	-0.30279722E+05	-0.32270046E+00
3	N ₂	0.36748261E+01	-0.12081500E-02	0.23240102E-05	-0.63217559E-09	-0.22577253E-12	-0.10611588E+04	0.23580424E+01
4	O ₂	0.36255985E+01	-0.18782184E-02	0.70554544E-05	-0.67635137E-08	0.21555993E-11	-0.10475226E+04	0.43052778E+01
5	CO	0.37100928E+01	-0.16190964E-02	0.36923594E-05	-0.20319674E-08	0.23953344E-12	-0.14356310E+05	0.2955535E+01
6	H ₂	0.30574451E+01	0.26765200E-02	-0.58099162E-05	0.55210391E-08	-0.18122739E-11	-0.98890474E+03	-0.22997056E+01
7	H	0.25000000E+01	0	0	0	0	0.25471627E+05	-0.46011762E+00
8	O	0.29464287E+01	-0.16381665E-02	0.24210316E-05	-0.16028432E-08	0.38906964E-12	0.29147644E+05	0.29639949E+01
9	OH	0.38375943E+01	-0.10778858E-02	0.96830378E-06	0.18713972E-09	-0.22571094E-12	0.36412823E+04	0.49370009E+00
10	NO	0.40459521E+01	-0.34181783E-02	0.79819190E-05	-0.61139316E-08	0.15919076E-11	0.97453934E+04	0.29974988E+01

Source: Gordon, S. and B. McBride (1971), "Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions, Rocket Performance, Incident and Reflected Shocks, and Chapman-Jouquet Detonations," NASA SP-273.

FONTE: (Ferguson, et al., 2001)

**ANEXO B – COEFICIENTES PARA O CÁLCULO DO CALOR ESPECÍFICO A PRESSÃO
CONSTANTE DOS PRODUTOS E REAGENTES DA COMBUSTÃO (1.000 < T < 3.000K)**

<i>i</i>	Species	a_{i1}	a_{i2}	a_{i3}	a_{i4}	a_{i5}	a_{i6}	a_{i7}
1	CO ₂	0.446080e + 1	0.309817e - 2	-0.123925e - 5	0.227413e - 9	-0.155259e - 13	-0.489614e + 5	-0.986359
2	H ₂ O	0.271676e + 1	0.294513e - 2	-0.802243e - 6	0.102266e - 9	-0.484721e - 14	-0.299058e + 5	0.663056e + 1
3	N ₂	0.289631e + 1	0.151548e - 2	-0.572352e - 6	0.998073e - 10	-0.652235e - 14	-0.905861e + 3	0.616151e + 1
4	O ₂	0.362195e + 1	0.736182e - 3	-0.196522e - 6	0.362015e - 10	-0.289456e - 14	-0.120198e + 4	0.361509e + 1
5	CO	0.298406e + 1	0.148913e - 2	-0.578996e - 6	0.103645e - 9	-0.693535e - 14	-0.142452e + 5	0.634791e + 1
6	H ₂	0.310019e + 1	0.511194e - 3	0.526442e - 7	-0.349099e - 10	0.369453e - 14	-0.877380e + 3	-0.196294e + 1
7	H	0.25e + 1	0	0	0	0	0.254716e + 5	-0.460117
8	O	0.254205e + 1	-0.275506e - 4	-0.310280e - 8	0.455106e - 11	-0.436805e - 15	0.292308e + 5	0.492030e + 1
9	OH	0.291064e + 1	0.959316e - 3	-0.194417e - 6	0.137566e - 10	0.142245e - 15	0.393538e + 4	0.544234e + 1
10	NO	0.3189e + 1	0.133822e - 2	-0.528993e - 6	0.959193e - 10	-0.648479e - 14	0.982832e + 4	0.674581e + 1

Source: Gordon and McBride, 1971.

FONTE: (Ferguson, et al., 2001)

**ANEXO C – COEFICIENTES PARA O CÁLCULO DO CALOR ESPECÍFICO A PRESSÃO
CONSTANTE DO COMBUSTÍVEL ($300 \geq T \leq 1.000K$)**

Fuel	a_1	a_2	a_3	a_6	a_7
Methane	1.971324	7.871586E - 03	- 1.048592E - 06	- 9.930422E + 03	8.873728
Gasoline	4.0652	6.0977E - 02	- 1.8801E - 05	- 3.5880E + 04	1.545E + 01
Diesel	7.9710	1.1954E - 01	- 3.6858E - 05	- 1.9385E + 04	- 1.7879
Methanol	1.779819	1.262503E - 02	- 3.624890E - 06	- 2.525420E + 04	1.50884E + 01
Nitromethane	1.412633	2.087101E - 02	- 8.142134E - 06	- 1.026351E + 04	1.917126E + 01

^a High hydrogen content gasoline.

FONTE: (Ferguson, et al., 2001)