

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE PRODUÇÃO

RAFAEL VOGT

**AVALIAÇÃO DE PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO
POR COMPRESSÃO OPERANDO EM MODO *DUAL-FUEL* (DIESEL-ETANOL)**

Santa Maria, RS
2020

RAFAEL VOGT

**AVALIAÇÃO DE PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO
POR COMPRESSÃO OPERANDO EM MODO *DUAL-FUEL* (DIESEL-ETANOL)**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), como requisito parcial para obtenção do grau de **Mestre em Engenharia de Produção**.

Orientador: Prof. Dr. Mario Eduardo Santos Martins, PhD

Santa Maria, RS
2020

Vogt, Rafael

AVALIAÇÃO DE PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE UM MOTOR DE
IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO OPERANDO EM MODO DUAL-FUEL
(DIESEL-ETANOL) / Rafael Vogt.- 2020.
83 p.; 30 cm

Orientador: Mario Eduardo Santos Martins
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Maria, Centro de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em
Engenharia de Produção, RS, 2020

1. Etanol 2. Diesel 3. RCCI 4. Dual-fuel I. Martins,
Mario Eduardo Santos II. Título.

Sistema de geração automática de ficha catalográfica da UFSM. Dados fornecidos pelo autor(a). Sob supervisão da Direção da Divisão de Processos Técnicos da Biblioteca Central. Bibliotecária responsável Paula Schoenfeldt Patta CRB 10/1728.

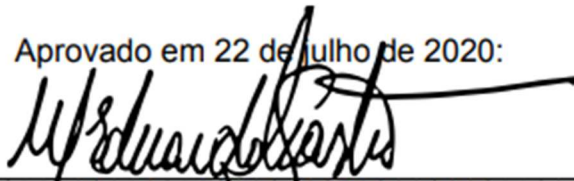
Declaro, RAFAEL VOGT, para os devidos fins e sob as penas da lei, que a pesquisa constante neste trabalho de conclusão de curso (Dissertação) foi por mim elaborada e que as informações necessárias objeto de consulta em literatura e outras fontes estão devidamente referenciadas. Declaro, ainda, que este trabalho ou parte dele não foi apresentado anteriormente para obtenção de qualquer outro grau acadêmico, estando ciente de que a inveracidade da presente declaração poderá resultar na anulação da titulação pela Universidade, entre outras consequências legais.

RAFAEL VOGT

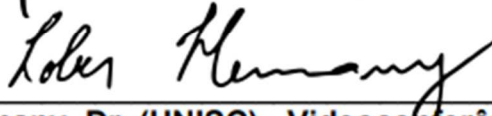
**AVALIAÇÃO DE PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO
POR COMPRESSÃO OPERANDO EM MODO *DUAL-FUEL* (DIESEL-ETANOL)**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM), como requisito parcial para obtenção do grau de **Mestre em Engenharia de Produção**.

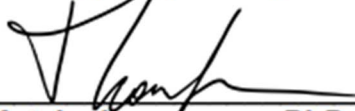
Aprovado em 22 de julho de 2020:



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



Lober Hermany, Dr. (UNISC) - Videoconferência



Thompson Diórdinis Metzka Lanza Nova, PhD. (UFSM) - Videoconferência

Santa Maria, RS
2020

RESUMO

AVALIAÇÃO DE PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO OPERANDO EM MODO *DUAL-FUEL* (DIESEL-ETANOL)

AUTOR: Rafael Vogt
ORIENTADOR: Mario Eduardo Santos Martins

O etanol, combustível renovável e de grande produção no Brasil, aparece como uma das principais alternativas para atender legislações cada vez mais rigorosas a respeito de emissões de poluentes e gases de efeito estufa, de motores veiculares de máquinas agrícolas ou para geração de energia. A estratégia de combustão usando simultaneamente diesel e etanol tem potencial de reduzir os índices de emissões de poluentes da combustão convencional diesel, assim como seu consumo de combustível. Este estudo tem por objetivo a avaliação de parâmetros de desempenho e emissões em um motor de ignição por compressão com operação em modo dual, empregando combustão *RCCI* utilizando diesel como combustível de alta reatividade e etanol como combustível de baixa reatividade e também em combustão por fumegação, com ignição proporcionada por injeção-piloto de diesel. Os testes experimentais iniciaram-se com o mapeamento do motor operando em ciclo Diesel para obtenção do ensaio *baseline*, em cargas de 5 e 7 de *IMEP* bar e rotação fixa de 1800 rpm, servindo este de referência comparativa para testes posteriores. Já os ensaios com duplo combustíveis alteraram em pontos com combustão *RCCI* e em *dual-fuel* por fumegação. Os resultados mostraram uma substituição máxima de 92% de diesel por etanol, podendo atingir redução nas emissões de NO_x em até 93%. Por outro lado, houve aumento nas emissões de HC e CO, e aumento de consumo específico, penalizando a eficiência indicada entre 13 a 23% nos ensaios realizados. Assim foi possível comprovar a viabilidade técnica da utilização de modos de combustão em regime *dual-fuel* como possível opção para reduzir o impacto ambiental e atender os requisitos impostos por normas regulamentadoras.

Palavras-chave: Etanol; Diesel; *RCCI*; *Dual-fuel*.

ABSTRACT

EVALUATION OF PERFORMANCE PARAMETERS OF A COMPRESSION IGNITION ENGINE OPERATING IN RCCI MODE (DIESEL/ETHANOL)

AUTHOR: Rafael Vogt

ADVISOR: Mario Eduardo Santos Martins

The ethanol, a renewable and highly productive fuel in Brazil, appears as one of the main fuels in order to comply with rigorous legislation on emissions of pollutants and greenhouse gases on vehicle engines, agricultural machinery, or power generation. The combustion strategy dual-fuel mode (Diesel / Ethanol) may reduce the pollutant emission rates, as well as diesel consumption. This study intended to evaluate performance and emission parameters of a combustion engine with dual mode operation system using two different methods. Combustion mode RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition), using diesel as high reactivity fuel and ethanol as low reactivity fuel. Fumigation combustion, with ignition provided by pilot diesel injection. The experimental tests began with the mapping of the engine operating in Diesel cycle in order to obtain the baseline test, in IMEP loads 5 and 7 bar and fixed rotation of 1800 rpm, serving as comparative reference for subsequent tests. The tests with dual fuels changed in points with RCCI combustion and in dual-fuel by fumigation. The results showed a maximum substitution from diesel to ethanol in 92%, reaching a reduction in NO_x emissions up to 93%. In contrast there was an increase in HC and CO emissions, and an increase in specific consumption, penalizing the efficiency indicated between 13 to 23% in the tests performed. Thus, it was possible to prove the technical feasibility of using dual-fuel combustion modes as a possible option to reduce environmental impact and comply with requirements imposed by regulatory standards.

Keywords: Ethanol; Diesel; RCCI; fumigation; dual-fuel

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Ciclos de um motor quatro tempos ignição por centelha.....	17
Figura 2 - Relação entre fator λ e emissões de gases na combustão.	27
Figura 3 - Fluxograma de etapas do desenvolvimento da pesquisa.....	32
Figura 4 - Esboço da bancada de testes em motores.	33
Figura 5 - Estrutura da bancada de teste.....	33
Figura 6 - Massa sísmica preenchida com concreto e coxins de acoplamento.....	34
Figura 7 - Estrutura pré-montada.....	34
Figura 8 - Aparato experimental completamente montado.	35
Figura 9 - Motor de testes Ricardo Protheus.	36
Figura 10 - Coletor de admissão com injetores de etanol.....	37
Figura 11- Dinamômetro de correntes parasitas.....	38
Figura 12 - Interface software LabVIEW ®.	39
Figura 13 - Diagrama esquemático do motor experimental.	43
Figura 14 - Diagrama p -V.	47
Figura 15 - Perfil típico de traço de pressão e liberação de calor do ciclo Diesel.	49
Figura 16 - Diagrama típico da taxa de liberação de calor para ciclo Diesel.	50
Figura 17 – Perfil típico de traço de pressão e liberação de calor da combustão <i>RCCI</i> e <i>dual-fuel</i> por fumação.....	51
Figura 18 - Valores de λ em função da potência e do consumo específico.	54
Figura 19 - Proporção de EGR na geração de emissões.	55
Figura 20 - Eficiência indicada ensaio <i>baseline</i> (1800rpm). Para fim de melhor visualização, apenas, os pontos experimentais discretos receberam uma linha de tendência.	57
Figura 21 - Traço de pressão e taxa de liberação de calor ensaio <i>baseline</i>	58
Figura 22 - Emissões <i>IMEP</i> 5 e 7 bar no ensaio <i>baseline</i> (1800rpm).....	60

Figura 23 -Traço de pressão <i>IMEP</i> 5 bar <i>RCCI</i> , <i>dual-fuel</i> e <i>baseline</i> (1800rpm).....	61
Figura 24 – Emissões para <i>IMEP</i> 5 bar, <i>RCCI</i> (NA), <i>dual-fuel</i> por fumegação e <i>baseline</i> (1800rpm).....	62
Figura 25 - Traço de pressão <i>IMEP</i> 5 bar <i>RCCI</i> (<i>Boost</i> e <i>EGR</i>), <i>dual-fuel</i> por fumegação e <i>baseline</i> (1800rpm).....	63
Figura 26 - Emissões <i>IMEP</i> 5 bar, <i>RCCI</i> (<i>Boost</i> e <i>EGR</i>), <i>dual-fuel</i> por fumegação e <i>baseline</i> (1800rpm).....	64
Figura 27 - Traço de pressão <i>IMEP</i> 7 bar <i>RCCI</i> (NA), <i>dual-fuel</i> por fumegação e <i>baseline</i> (1800rpm).....	65
Figura 28 – Emissões <i>IMEP</i> 7 bar, <i>RCCI</i> (NA), <i>dual-fuel</i> por fumegação e <i>baseline</i> (1800rpm).	67
Figura 29 - Traço de pressão <i>IMEP</i> 7 bar <i>RCCI</i> (<i>Boost</i> e <i>EGR</i>), <i>dual-fuel</i> por fumegação e <i>baseline</i> (1800rpm).....	68
Figura 30 – Emissões <i>IMEP</i> 7 bar, <i>RCCI</i> (NA), <i>dual-fuel</i> por fumegação e <i>baseline</i> (1800rpm).	69
Figura 31 - Efeito da taxa de substituição na eficiência indicada, <i>IMEP</i> 5 bar, <i>RCCI</i> (NA). Para fim de melhor visualização, apenas, os pontos experimentais discretos receberam uma linha de tendência.	70
Figura 32 – Efeito da taxa de substituição nas emissões, <i>IMEP</i> 5 bar, <i>RCCI</i> - (NA). Para fim de melhor visualização, apenas, os pontos experimentais discretos receberam uma linha de tendência.	71

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades dos combustíveis.....	19
Tabela 2 - Índices de emissões PROCONVE para veículos ciclo Diesel.	28
Tabela 3 - Índices de emissões PROCONVE para máquinas agrícolas e rodoviárias.....	29
Tabela 4 - Especificação motor de teste.....	36
Tabela 5 - Propriedades do diesel.	40
Tabela 6 - Propriedades do etanol.....	40
Tabela 7- Parâmetros de ensaio.....	46
Tabela 8 - Síntese dos dados obtidos com ensaio <i>baseline</i>	59
Tabela 9 - Síntese dos dados obtidos com <i>IMEP 5</i> [bar].	64
Tabela 10 - Síntese dos dados obtidos com <i>IMEP 7</i> [bar].	69

LISTA DE EQUAÇÕES

Equação 1 - Vazão mássica.	41
Equação 2 - Vazão mássica modo dual.....	41
Equação 3 - Consumo específico modo dual.....	41
Equação 4 - Cálculo da substituição.....	42
Equação 5 - Eficiência indicada modo dual.	42
Equação 6 - Cálculo do percentual de EGR.	42
Equação 7 - Cálculo da temperatura de combustão.....	43
Equação 8 - Trabalho indicado por ciclo.....	47
Equação 9 - Cálculo de IMEP.....	47
Equação 10 - Cálculo BMEP	48
Equação 11 - Cálculo FMEP.....	48
Equação 12 - Cálculo de COV_{IMEP}	52
Equação 13 - Consumo específico	52
Equação 14 - Eficiência indicada.....	53
Equação 15 – Relação ar/combustível equivalente.....	53

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANP	Agência Nacional do Petróleo
APMS	Antes do Ponto Morto Superior
BMEP	Pressão Efetiva Média de Freio (<i>Brake Mean Effective Pressure</i>)
BSFC	Consumo Específico (<i>Brake Specific Fuel Consumption</i>)
CDC	Combustão Convencional Diesel (<i>Conventional Diesel Combustion</i>)
CO	Monóxido de Carbono
CO ₂	Dióxido de Carbono
CI	Ignição por Compressão (<i>Compression Ignition</i>)
DPMS	Depois do Ponto Morto Superior
EGR	Recirculação de Gases de Escape (<i>Exhaust Gas Recirculation</i>)
HC	Hidrocarbonetos
HRF	Combustível de Alta Reatividade (<i>High Reactivity Fuel</i>)
IBAMA	Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais
IMEP	Pressão Média Efetiva (<i>Indicated Mean Effective Pressure</i>)
ISCO	Monóxido de Carbono Indicado (<i>Indicated specific CO emissions</i>)
ISNO _x	Óxido de Nitrogênio Indicado (<i>Indicated specific NO_x emissions</i>)
ISTHC	Total de Hidrocarbonetos Indicados (<i>Indicated specific TCH emissions</i>)
LHV	Poder Calorífico Inferior (<i>Lower Heating Value</i>)
LTC	Combustão de Baixa Temperatura (<i>Low Temperature Combustion</i>)
MAP	Pressão Absoluta no Coletor de Admissão (<i>Manifold Absolute Pressur</i>)
MP	Material Particulado
NO _x	Óxido de Nitrogênio
PCI	Ignição por Compressão Pré-misturada (<i>Premixed Compression Ignition</i>)
PCS	Poder Calorífico Superior
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
RCCI	Ignição por Compressão de Reatividade Controlada (<i>Reactivity Controlled Compression Ignition</i>)
SCR	Redução Catalítica Seletiva (<i>Selective Catalytic Reduction</i>)
SI	Ignição por Centelha (<i>Spark Ignition</i>)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
1.1	OBJETIVOS	11
1.1.1	Objetivo Geral.....	11
1.1.2	Objetivos específicos.....	11
1.2	JUSTIFICATIVA	11
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1	PANORAMA DA UTILIZAÇÃO DE ETANOL NO BRASIL E SEU POTENCIAL ENERGÉTICO.....	15
2.2	MOTORES TÉRMICOS.....	16
2.3	IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO DE REATIVIDADE CONTROLADA (RCCI)	18
2.3.1	Reatividade dos combustíveis.....	19
2.3.2	Etanol e Diesel em motores operando em modo RCCI e dual-fuel.	20
2.4	FORMAÇÃO DE EMISSÕES EM MOTORES DIESEL	26
3	MATERIAIS E MÉTODOS	30
3.1	METODOLOGIA.....	30
3.2	FLUXOGRAMA DE DESENVOLVIMENTO	32
3.3	FABRICAÇÃO DA BANCADA DE TESTES.....	32
3.3.1	Motor	35
3.3.2	Injeção de etanol	37
3.3.3	Dinamômetro.....	37
3.3.4	Analisador de gases	38
3.3.5	Instrumentação.....	38
3.3.6	Software de controle e monitoramento.....	39
3.3.7	Combustíveis de ensaio	40
3.3.8	Medição do consumo de combustíveis.....	41
3.3.9	Método para cálculo da substituição de combustíveis	42
3.3.10	Método para cálculo de eficiência indicada	42
3.3.11	Medição de recirculação dos gases de escape (EGR-Exhaust gas recirculation)	42
3.3.12	Método de cálculo da temperatura de combustão.....	43
3.3.13	Diagrama esquemático do aparato experimental	43
3.3	ETAPA DE ENSAIOS.....	44
3.4.1	Comissionamento da bancada	44
3.5	PARÂMETROS DE ENSAIO.....	45
3.5.1	Parâmetros operacionais dos motores alternativos.....	46
3.5.2	Trabalho indicado por ciclo.....	46
3.5.3	Pressão média efetiva indicada (Indicated mean effective pressure) (IMEP)	47
3.5.4	Pressão média efetiva de freio (Brake mean effective pressure) (BMEP).....	48
3.5.5	Pressão média efetiva de atrito (Friction mean effective pressure) (FMEP)	48
3.5.6	Pressão média efetiva de bombeamento (Pumping mean effective pressure) (PMEP).....	49
3.5.7	Pressão no cilindro	49

3.5.8	Taxa de liberação de calor	50
3.5.9	Variabilidade cíclica na combustão (COV IMEP).....	51
3.5.10	Maximum braque torque (MBT).....	52
3.5.11	Consumo específico de combustível (Specific fuel consumption) (SFC).....	52
3.5.12	Eficiência indicada e eficiência de freio	53
3.5.13	Relação ar/combustível equivalente.....	53
3.5.14	Recirculação dos gases de escape (EGR-Exhaust gas recirculation) ..	55
3.5.15	Sobrealimentação (Boost)	55
3.6	INÍCIO DO PROCEDIMENTO DE ENSAIOS	56
4	RESULTADOS	57
4.1	ENSAIOS.....	57
4.1.1	Mapa do motor em operação diesel convencional (ensaio baseline) ...	57
4.1.2	Ensaio RCCI e dual-fuel por fumegação IMEP 5 bar.....	60
4.1.3	Ensaio RCCI e dual-fuel por fumegação IMEP 7 bar.....	65
	CONCLUSÕES	72
	REFERÊNCIAS.....	76

1 INTRODUÇÃO

Em termos de geração de energia, a procura por fontes alternativas de geração distribuída e localizada, assim como a redução da poluição e a sustentabilidade dos processos, vem aumentando a perspectiva de se substituir o uso de combustíveis fósseis por renováveis em motores em geral (MAHMUDUL, 2017).

Segundo a Associação Nacional do Petróleo, o biodiesel é um combustível renovável de uso em motores de combustão interna que pode substituir os combustíveis de origem fóssil, apresentando como principais matérias primas óleos vegetais e gordura animal, tendo o Brasil, especificamente, como principal matéria prima a soja (ANP, 2017). Outra alternativa de combustível renovável é o etanol, que possui alta densidade energética, cerca de 70% à da gasolina, ressaltando e afirmando seu potencial como biocombustível para geração de energia renovável, juntamente com as energias eólica e solar, que se encontram em ascensão, mas que não proporcionam segurança energética pois ainda passam por desenvolvimento em virtude de sua baixa eficiência (NOVACANA, 2018).

O etanol frequentemente é aplicado em motores diesel *dual-fuel* ou também misturado com gasolina em motores de ignição por centelha. Na área de pesquisa, estudos relacionados à performance de motores utilizando estes combustíveis são desenvolvidos, possuindo como principais objetivos análises referente a desempenho, eficiência e diminuição das emissões de gases causadores de efeito estufa (FAGUNDEZ, 2017).

As questões ambientais tornaram-se nos últimos anos um assunto muito discutido por pesquisadores e cientistas, refletindo de forma considerável no funcionamento das organizações e na mobilidade. A combustão convencional diesel tem por natureza um alto nível de emissões de NO_x e de material particulado, se tornando um desafio a busca de soluções para a diminuição de ambas, visto que grande parte da mobilidade pesada opera com motores a combustão diesel (DEMPSEY et al, 2014).

Na busca de desenvolvimento sustentável, as pesquisas e aprimoramentos de combustíveis renováveis e menos poluentes como o biodiesel e o etanol se mostram de grande importância no avanço tecnológico na área de motores de combustão interna (MOFIJUR, 2014). Aliada a estas, operação em modo *dual-fuel* traz a redução da temperatura de combustão resultando em baixos níveis de emissões de NO_x e

material particulado, dois dos principais elementos gerados na combustão diesel (TUTAK, 2015).

Esta pesquisa apresenta resultados experimentais de desempenho e emissões de um motor monocilíndrico de pesquisa operando com combustão em modo *RCCI* e *dual-fuel* por fumegação. A mesma utiliza proporções variadas de diesel e etanol como combustíveis, visando a substituição parcial de um combustível fóssil pela utilização de um renovável de grande produção em nosso país, aliado a um modo de combustão que busca redução de emissões, assim gerando menor impacto ambiental.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

Avaliar o desempenho e formação de emissões de um motor de ciclo Diesel operando com combustão *RCCI* e *dual-fuel* por fumegação, buscando máxima substituição possível de diesel por etanol.

1.1.2 Objetivos específicos

- a. Desenvolver, construir e montar uma bancada experimental para análise e aquisições de dados do motor;
- b. Testar o funcionamento e coletar dados do motor operando em ciclo Diesel para obtenção do mapa de operação do motor (*ensaio baseline*);
- c. Coletar dados de funcionamento do motor, como consumo específico, eficiência indicada, temperaturas, pressão média efetiva, pressão do cilindro, substituição, duração da combustão, emissões em operação de combustão com duplo combustível em modo *RCCI* e *dual-fuel* por fumegação;
- d. Verificar e analisar os pontos positivos e negativos da combustão com duplo combustível comparando à combustão convencional diesel;

1.2 JUSTIFICATIVA

É claro o aumento da demanda de energia em níveis globais nos últimos anos em todos os segmentos que movimentam a economia e o cotidiano das pessoas, bem

como o crescimento na busca para a diversificação da matriz energética e de energias renováveis que diminuam os impactos ambientais (SILVA, 2012).

A procura por alternativas que minimizem esses impactos e que possibilitem a substituição de combustíveis fósseis traz como forte opção os combustíveis renováveis para uso nos motores a combustão interna (HUANG, 2009).

O temor da escassez dos combustíveis fósseis aliado a preocupações ambientais leva diversos países a buscar alternativas para sua autonomia energética. Muitas vezes, para suprir essa demanda, a busca por matéria prima se torna regional em virtude de sua produção (MENEGHETTI, 2013). Uma das possibilidades viáveis para substituição dos combustíveis fósseis por renováveis e fomentadora do desenvolvimento regional sustentável é a utilização do etanol como combustível (LEE, 2018).

O Brasil, assim como outros países, após a crise do petróleo, também criou um programa nacional de incentivo do uso do etanol, o PROALCOOL (MEYER, 2015). Este programa reduziu as taxas de emissões de CO₂ em 11% no período entre 1975 a 2000 (SZKLO, 2005). Considerando a demanda energética necessária para a remoção de água do etanol, utilizá-lo na forma hidratada pode reduzir em até 34% o gasto energético da produção em relação ao etanol anidro (MACK, 2009). Estudos mostram que o gasto energético para destilação do álcool ocorre de forma linear de 12% a 80% sendo exponencial acima disso, justificando assim seu uso na forma hidratada (BILHÃO, 2016).

Atualmente, o Brasil conta com um novo programa, o RENOVBIO, que visa expandir o papel dos biocombustíveis na matriz energética brasileira, propondo metas anuais de diminuição de índices de emissões de gases causadores de efeito estufa na produção de biocombustíveis. Os produtores são inspecionados e avaliados por empresas especializadas para obter a certificação da produção de biocombustíveis e para os credenciados que atingirem essas metas serão incentivados por meios de crédito de descarbonização, um ativo negociável em bolsa (ANP, 2018). O programa também propõe a criação de impostos sobre o carbono, subsídios entre outros, diferentemente das políticas tradicionais (MME, 2018).

O Brasil é o maior produtor de cana de açúcar do mundo, seguido por Índia e União Europeia (CONAB, 2018). A safra 2019/20 foi recorde na produção de cana de açúcar e teve um aumento de 3% em relação à safra anterior, totalizando 589,90 milhões de toneladas produzidas (NOVACANA, 2020).

Nas últimas quatro décadas, 36% da gasolina vem sendo substituída pelo etanol e nos dias de hoje a cana de açúcar representa 17% da matriz energética do país podendo ainda ser ampliada consideravelmente. O etanol produzido no Brasil pode substituir em 13,7% o consumo de petróleo bruto até 2045 a nível mundial e 5,6% das emissões de dióxido de carbono em comparativo a 2014 (NOVACANA, 2018).

O estudo de motores à combustão interna com baixos valores de emissões e com alta eficiência de conversão de combustível se torna de grande pertinência visto que ao passar do tempo a energia convencional ficará escassa e cada vez mais os padrões de emissões de gases ficarão mais rigorosos (PRASHANT, 2015). O uso dos motores diesel se torna atrativo visto que possui maior durabilidade e alta eficiência energética, amenizando os fatores do aquecimento global, mas por outro possui maior índice de material particulado lançado ao meio ambiente (FANG, 2013). Para atender os padrões vigentes se faz necessário o uso de pós-tratamento das emissões oriundas destes motores, sendo estas unidades de alto custo e com necessidade de manutenção periódica para que o sistema permaneça com total eficiência (POSADA, 2013). Para minimizar o uso destes sistemas, estudos em combustões de baixa temperatura (LTC - *low temperature combustion*) se fazem necessários, gerando nestes modos temperaturas inferiores às temperaturas de formação de material particulado e NO_x. Assim diminuindo a temperatura que antes em torno de 2000K para 1500K e evitando a formação destes elementos, mas, no entanto, levam a um maior consumo de combustível e emissões de HC e CO. Contudo, a otimização química dos combustíveis utilizados e com ajustes na calibração do motor, os níveis de emissões gerados podem ser reduzidos significativamente (JACOBS, 2007; IMTENAN, 2014).

O etanol quando utilizado na combustão em modo *dual-fuel* juntamente com o diesel, auxilia na diminuição das emissões de óxidos de nitrogênio bem como de material particulado, ao passo que diminui o uso de diesel, amenizando o impacto ambiental (SAYIN, 2009).

A configuração de combustão *RCCI* (ignição por compressão controlada por reatividade), utiliza uma mistura de pelo menos dois combustíveis para controlar a ignição por compressão de mistura homogênea ou *HCCI* (*homogeneous charge compression ignition*). A combustão nesse modo ocorre com a admissão de uma carga pré-misturada de um combustível de baixa reatividade (etanol) com o ar atmosférico, criando assim uma mistura homogênea entre ambos. Posteriormente

ocorre a injeção de um combustível de alta reatividade (Diesel), diretamente na câmara de combustão, promovendo a ignição da carga. Através dessa configuração é possível um controle eficiente sobre a combustão, obtendo a redução do consumo de combustível e emissões de gases poluentes. Por outro lado, estas configurações de combustão de baixa temperatura se mostram com uma faixa estreita de estabilidade operacional (REITZ, 2015; MURUGESA, 2018).

Outra opção de configuração, visando a substituição da utilização de um combustível fóssil por um renovável a fim de alcançar menor impacto ambiental, seria a chamada “Ottolização” do motor, processo de modificação no qual se transforma um motor ciclo Diesel em ciclo Otto. Esta configuração por sua vez necessita grandes alterações mecânicas para atingir a otimização das eficiências geradas pelo motor, sendo algumas delas de impossíveis reversões para voltar a operar em ciclo Diesel, como a instalação de velas de ignição, mudança na razão de compressão, alteração do período de cruzamento do comando de válvulas. Neste quesito, a operação em modo *dual-fuel* se mostra mais vantajosa em virtude da possibilidade rápida de reversão do motor quando necessário (PERREIRA et al, 2005).

Devido a ampla gama de utilização e a possibilidade de oferecer motores que possam ser empregados tanto em máquinas rodoviárias ou agrícolas como também em geradores de energia ou qualquer outro meio que utilize motores estacionários ciclo diesel, aliada à redução de emissões de poluentes e gases de efeito estufa, contribuindo para o desenvolvimento regional sustentável e ainda garantindo a segurança energética, torna-se uma importante motivação de pesquisa e, portanto, o objetivo deste trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo serão abordados tópicos referentes à literatura consultada buscando conceitos fundamentais para a revisão do estado-da-arte e o desenvolvimento da pesquisa.

2.1 PANORAMA DA UTILIZAÇÃO DE ETANOL NO BRASIL E SEU POTENCIAL ENERGÉTICO

O etanol é um biocombustível utilizado em motores a combustão interna, geralmente substituindo combustíveis fósseis. Tem sua fórmula molecular C_2H_6O e é produzido via processamento e fermentação de açúcares, tendo como principal matéria prima a cana de açúcar. O Brasil foi país pioneiro em sua utilização em larga escala, iniciando nos anos 1970, tendo sido o maior produtor do mundo até recentemente e atualmente, segue como segundo maior produtor mundial do produto.

Após a safra 2019/20 obter o recorde na produção de etanol no Brasil com 33,24 bilhões de litros, segundo a companhia nacional de abastecimento, para safra 2020/2021, haverá uma retração no mercado de 11,4% quando comparado a safra anterior, com uma produção de aproximadamente 28,1 bilhões de litros de etanol. Estima-se que o etanol hidratado tenha queda de 1,2 bilhão de litros produzidos, totalizando 14% em relação à safra anterior, enquanto o etanol anidro a mesma fique em 5%, totalizando 8,9 bilhões de litros produzidos. Essa queda se dá a dois grandes fatores, a rápida disseminação da pandemia do Corona vírus (Covid-19) e o aumento de tensões e desentendimentos entre Rússia e Arábia Saudita, dois dos maiores produtores mundiais de petróleo (NOVACANA, 2020).

O etanol tem grande importância na economia brasileira e suas duas formas de utilização mais comuns são na forma de etanol hidratado, quando utilizado como combustível nos veículos *flexfuel* e na forma de etanol anidro, quando misturado com a gasolina para aumentar a octanagem e diminuir as emissões de poluentes e gases de efeito estufa. O etanol também é utilizado na fabricação em tintas, solventes vernizes entre outros (CONAB, 2018).

Segundo o relatório do balanço energético nacional de 2019, o consumo de energia nos transportes matriz do país se tem em maior parte pelo óleo diesel 43,3%, seguido por gasolina 25,8%, etanol 18,8%, querosene de aviação 4%, biodiesel 4,4%,

gás natural 2,3% e outros 1%. Dentre estes, os combustíveis renováveis têm uma parcela de 23% de participação no consumo de energia nos transportes matriz (EPE, 2020).

2.2 MOTORES TÉRMICOS

Podem ser denominados de máquinas térmicas os equipamentos ou dispositivos que tem como finalidade a transformação de calor em trabalho. No caso dos motores, o calor é obtido pela queima de um combustível transformando sua energia interna em trabalho mecânico (BRUNETTI, 2012).

Quanto aos motores de combustão, os mesmos podem ser classificados como:

- Motores de combustão externa, onde o fluido de trabalho está separado da mistura ar-combustível. Nesse tipo de máquina térmica o produto da combustão (calor) é transferido através das paredes de um reservatório ou de uma caldeira, aquecendo a água e gerando vapor, que é então utilizado como o fluido de trabalho.
- Motores de combustão interna, onde o fluido de trabalho constitui-se nos produtos da combustão da mistura ar-combustível, participando diretamente da combustão propriamente dita (TAYLOR, 1988).

Os motores de combustão interna podem ser ainda classificados quanto à forma de se obter trabalho mecânico:

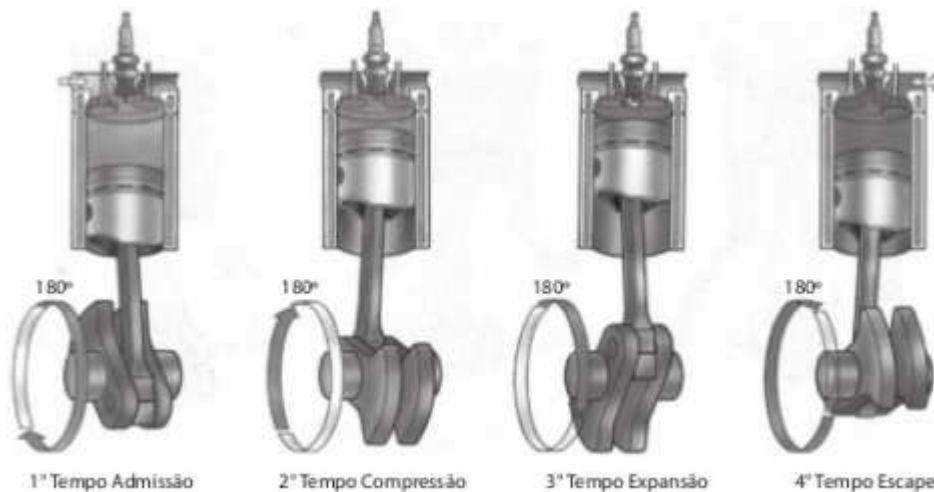
- Motores rotativos: Onde seu trabalho é obtido por meio de um rotor que entrega movimento de rotação a um eixo, exemplos motor Wankel e turbinas a gás.
- Motores de impulso: Onde seu trabalho é obtido por meio da reação de gases expelidos em altas velocidades pelo motor gerando a propulsão, exemplo foguetes.
- Motores alternativos: Nesta configuração o trabalho é adquirido por meio de movimentos alternados de êmbolos (pistões), transformando em rotação contínua o mesmo através de um mecanismo chamado de biela manivela (virabrequim).

Para que ocorra a combustão é necessário que um agente provoque o início desta reação e assim uma das formas de classificação dos motores alternativos seria

quanto a sua ignição. Neste caso tem-se dois fundamentais tipos de motores, sendo eles motores de ignição por centelha ou ciclo Otto e motores de ignição por compressão ou ciclo Diesel (BRUNETTI, 2012). Em motores de ignição por centelha (ou faísca) a mistura de ar-combustível que foi admitida é inflamada por uma centelha gerada pelos eletrodos da vela de ignição. Já nos motores de ignição por compressão, o ar admitido é comprimido e, em virtude dessa alta pressão aquecido, até atingir uma temperatura elevada e suficiente para que a combustão ocorra de forma espontânea quando o combustível for injetado na câmara de combustão (MORAN e SHAPIRO, 2013).

Os motores alternativos ainda podem ser classificados quanto ao seu número de tempos de seus ciclos de operação. Dentre os motores alternativos de quatro tempos, para que o ciclo seja completo, o pistão necessita percorrer quatro cursos, conforme Figura 1, que equivalem a duas voltas do virabrequim.

Figura 1 - Ciclos de um motor quatro tempos ignição por centelha.



Fonte: Brunetti, (2012).

O primeiro tempo é chamado de tempo de admissão, nele o pistão sai do PMS e desloca-se para o PMI. Neste tempo a válvula de admissão encontra-se aberta e com o movimento descendente do pistão, a mistura ar/combustível (nos motores de ignição por faísca) é admitida para dentro do cilindro. Já motores de ignição por compressão, neste tempo, o cilindro é preenchido apenas com ar.

Segundo tempo é chamado de tempo de compressão, nele o pistão sai do PMI e desloca-se ao PMS. Neste tempo as válvulas de admissão e escape se encontram

fechadas e o pistão comprime a mistura ar/combustível (motores de ignição por faísca) ou somente ar (motores de ignição por compressão) até uma pequena fração de seu volume inicial, elevando sua temperatura e pressão.

Terceiro tempo é chamado de expansão, onde que próximo ao PMS, por meio da centelha é dado o início a combustão da mistura ar/combustível. Já para os motores de ignição por compressão, a combustão ocorre quando um jato de combustível em alta pressão é injetado diretamente dentro do cilindro que armazena o ar em alta pressão e alta temperatura.

A combustão ocorre e gera a expansão dos gases, acarretando em um aumento de pressão dentro do cilindro, que desloca o pistão de PMS em direção PMI, gerando trabalho do motor.

O quarto e último tempo é de exaustão, onde o pistão desloca-se de PMI em direção ao PMS. Neste tempo a válvula de escape encontra-se aberta e com o movimento do pistão, os gases provenientes da queima são expulsos para fora do cilindro assim podendo reiniciar o tempo de admissão (BRUNETTI, 2012).

2.3 IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO DE REATIVIDADE CONTROLADA (*RCCI*)

A ignição por compressão de reatividade controlada apareceu como uma opção para o modelo de controle pré-misturado de combustão (*PCI*), promovendo uma combustão de baixa temperatura e baixo índice de material particulado (MOLINA, 2015). Este modelo promissor de combustão controlada utiliza dois combustíveis, tendo como principal objetivo reduzir o consumo de combustíveis e emissões de gases (WANG, 2016). O combustível de baixa reatividade e com alto número de octanas, é injetado inicialmente a fim de criar uma carga pré-misturada dentro da câmara de combustão, posteriormente a este processo, um combustível de alto número de cetano e alta reatividade é injetado diretamente dentro da câmara de combustão. A partir da injeção deste combustível de alta reatividade, o mesmo entra em autoignição e conseqüentemente se dá a combustão, que se propaga gradativamente ao longo da câmara resultando em um processo lento e controlado de liberação de calor (TONG, 2016). O modelo *RCCI* permite a otimização da combustão através da reatividade dos combustíveis empregados, da quantidade dos combustíveis e do ponto de injeção, assim buscando atingir máxima eficiência, diminuição de NO_x e material particulado (REITZ, 2015). O aperfeiçoamento do

modelo *RCCI* depende da seleção e otimização dos parâmetros de injeção dos combustíveis como, por exemplo, ponto de injeção, duração da injeção, número de injetores e ângulos de pulverização dos injetores (NAZEMI, 2015; LI et al, 2017). Segundo Dempsey et al (2014), como combustíveis de baixa reatividade e alta octanagem pode-se utilizar para favorecer esse modo de combustão o gás natural e álcoois como exemplo, e como combustível de alta reatividade com alto teor de cetano éter dimetílico e diesel com alto teor de cetano.

2.3.1 Reatividade dos combustíveis.

No decorrer dos últimos anos, diversos tipos de combustíveis de alta e baixa reatividade e suas diferentes combinações veem sendo amplamente testadas e analisadas a fim de otimizar o modo de combustão *RCCI*. Dentre estes pode-se destacar como combustível de baixa reatividade (*low reactivity fuel* - LRF), que tem por principal característica possuir elevada octanagem (índice de resistência a detonação), a gasolina e o gás natural oriundos do petróleo e os álcoois, que surgem como opção de combustíveis renováveis. Já os combustíveis de alta reatividade (*High reactivity fuel* - HRF) que tem por característica o elevado número de cetano (quanto maior o número menor será atraso de ignição), trazem como principal representante o diesel derivado do petróleo e o biodiesel como combustível de origem renovável. A Tabela 1 apresenta as principais características destes combustíveis.

Tabela 1 - Propriedades dos combustíveis.

Propriedades	Gasolina	Gás Natural	Metanol	Etanol	Diesel	Biodiesel
	<i>LRF</i>			<i>HRF</i>		
LHV (MJ/kg)	43	49,77	20,05	26,95	42,9	52
Razão ar/combustível Estequiométrica	14,6	17,2	6,5	9	14,3	12,5
Octanagem	92-99	120	106	107	-	-
Índice de cetano	14,5-20	0	7	6,5	45	38

Fonte: Adaptado Li, Yang e Zou (2017).

2.3.2 Etanol e Diesel em motores operando em modo *RCCI* e *dual-fuel*.

Lee, (2018) estudaram o uso da combustão *dual-fuel* em um motor monocilíndrico operando a 1000 rpm utilizando como combustíveis o etanol e diesel, variando a substituição em até 50 % em diferentes cargas do motor (*IMEP* de 2 a 8 bar), e obteve resultados satisfatórios em médias cargas do motor com (*IMEP* 6 [bar]) conseguindo substituir em até 63% o uso do diesel, reduzindo as emissões de NO_x e tamanho de material particulado, mas para cargas mais baixas e médias (*IMEP* 2 e 4 bar), observou que frações mais altas de etanol não poderão ser utilizadas devido à falta de energia de ignição bem como um aumento nas emissões de CO e HC. Já para altas cargas (*IMEP* 8 bar), se obteve uma substituição de 56% e uma redução de apenas 8% de eficiência térmica em relação a combustão convencional diesel, porém apresentou um aumento significativo de pressão no cilindro, assim recomendando uma substituição máxima para esta carga de 50% para que isso não venha a ocorrer.

Dempsey et al (2012), realizaram sua pesquisa revisando a literatura e utilizando ferramentas computacionais (GT-Power, CHEMKIN) para analisar a combustão *RCCI* utilizando como combustíveis etanol hidratado e diesel. Ele verificou que a adição de água no etanol gera um retardo na combustão em virtude do resfriamento da carga (mistura ar/combustível). As simulações foram feitas utilizando 70% de massa de etanol em água e as cargas do motor foram analisadas de 5 a 17 bar de *IMEP*. Para altas cargas 9, 13,5 e 17 bar, a taxa de aumento de pico de pressão ficou elevada assim como contrapartida a injeção de diesel teve que ser reduzida. Para as cargas de 13,5 e 17 bar, a eficiência indicada atingiu 55%, podendo comparar a mesma com resultados de pesquisas anteriormente realizadas com êxito. Já para baixas cargas, em virtude da diminuição da temperatura de admissão, 70°C, era necessária a injeção de mais diesel.

Isik e Aydin (2016) investigaram a combustão *RCCI* efetuando testes em um gerador a 1500 rpm com carga fixa de 10,8 kW, utilizando como combustível de alta reatividade misturas de biodiesel e diesel, com proporções que variam entre 10% biodiesel e 90% diesel, 20% biodiesel e 80% diesel e 50% biodiesel e diesel. Como combustível de baixa reatividade utilizou etanol injetado no coletor de admissão, com taxas que variam entre 30% e 50% da massa total de combustível. Com esta configuração, obtiveram resultados de atraso de ignição e de combustão. Houve um aumento no consumo específico quando a substituição do etanol foi de 30% em

relação à massa total de consumo do gerador, este consumo teve redução ou permaneceu o mesmo em comparação ao gerador operando somente com diesel quando a substituição por etanol foi de 50% em relação à massa total de combustível. Para todos os combustíveis utilizados na operação observou-se um aumento na eficiência efetiva de freio, diminuição da temperatura de escape, redução do CO₂, aumento de CO (em alguns casos), aumento de O₂, aumento de HC (quando comparado somente com diesel) e diminuição do NO_x quando a proporção de etanol é aumentada na admissão.

Benajes et al (2015), estudaram o tempo de injeção direta e a mistura de diferentes combustíveis de baixa reatividade na operação *RCCI*, em um motor monocilíndrico, turbo alimentado e com recirculação de gases da EGR, variando entre baixa e plena carga. Os combustíveis de baixa reatividade analisados foram misturas de etanol E20-95, E10-98, E10-95 e E85. Os resultados encontrados para baixas e médias cargas do motor, mostraram que o aumento da razão de combustível pré-misturado elevou os índices de emissões de HC, CO e baixou os níveis de NO_x, por outro lado, em altas cargas o contrário foi constatado. Para o combustível E85, uma menor fração de combustível pré-misturado foi necessária em comparação aos demais para manter o motor estável em baixa e média carga, já para alta carga uma pequena faixa estável de uso prático foi encontrada. Nesta condição, quando o ponto de injeção de diesel foi adiantado ocorreu *knocking* (batida), já quando atrasado, ocorreu falha na combustão.

Liu et al (2017), desenvolveram seu estudo investigando o efeito do etanol hidratado na combustão em modo *RCCI* em um motor monocilíndrico com recirculação dos gases de EGR e rotação fixa de 1500 rpm. O etanol usado foi diluído de 60 a 100% em água em incrementos de 10%. A porcentagem de etanol em relação ao combustível total variou entre 60 e 80%. Seus resultados mostraram que com o aumento da porcentagem de água no etanol, a eficiência térmica indicada e eficiência da combustão diminuem. A diminuição das eficiências também ocorre com o aumento da substituição do etanol em relação ao combustível total. Para uma substituição de 80% de etanol em relação ao combustível total, as eficiências de combustão foram de 94,4%, 93,5% e 90,1% para 100%, 80%, 60% de pureza do etanol em água, atingindo uma diferença de 4,3% na eficiência na combustão. Quando a substituição é de 60% de etanol em relação ao combustível total, essa diferença caiu para 0,9%. O principal

motivo é a diminuição da injeção de diesel no motor, reduzindo a reatividade da mistura e ocasionando perdas na eficiência de combustão.

A eficiência térmica cai em relação à diminuição da pureza do etanol (em relação ao percentual de água) assim como no aumento da substituição de etanol em relação ao combustível total. Em relação às emissões, com aumento da diluição do etanol houve uma diminuição dos índices de NO_x , mas em contrapartida os índices de CO e HC aumentaram. Já com o aumento de etanol em relação ao combustível total, observou-se a redução das emissões de NO_x e CO, mas houve aumento nas emissões de HC.

Zheng et al (2018), realizaram seu estudo na combustão *RCCI* utilizando como combustível de alta reatividade o biodiesel e outros três diferentes como combustíveis de baixa reatividade, n-butanol, 2,5 dimetilfurano e etanol, em taxas de misturas que variaram entre 20, 50 e 80% do combustível total. Para realização dos ensaios, foi utilizado um motor monocilíndrico operando a 1500 rpm com recirculação dos gases de EGR variando entre 0,30 e 50%. Para todos os combustíveis, com o uso da EGR, variando de 0 a 30%, se obteve um ganho na eficiência térmica indicada, mas o mesmo não se mostrou presente com o uso de EGR acima de 30%. Para cada combustível e para cada taxa de mistura em relação ao combustível total, o tempo de combustão variou assim como o pico de pressão gerada no cilindro. A pesquisa mostrou que com o aumento da porcentagem de etanol em relação ao combustível total, maior será o atraso de ignição, e atingirá eficiência térmica indicada superior em comparação aos outros combustíveis. O biodiesel/etanol apresentou menores índices de emissões de CO em comparação com os demais combustíveis nas taxas de misturas de 20 e 50% em relação ao combustível total, em contrapartida para uma razão de 80%, em virtude da menor temperatura de combustão, as emissões de CO atingiram níveis mais elevados que os demais combustíveis. Com a maior substituição do etanol em relação ao combustível total, as emissões de material particulado reduziram significativamente ao passo que as emissões de NO_x tiveram um pequeno aumento em comparação da operação somente com biodiesel.

Zou et al (2016), efetuaram sua pesquisa numérica da combustão *RCCI*, em um motor seis cilindros modificado para operação monocilíndrica, utilizando como combustíveis n-butanol, gasolina, metanol e etanol. Suas simulações foram realizadas a 1500rpm e para *IMEP* de 5 bar foi utilizada EGR de 50%, assim como *IMEP* de 9,5 bar. Já para o *IMEP* de 12,6 bar a EGR utilizada foi de 43,7%, e para ambos os casos

a razão de mistura dos combustíveis variou entre 50% e 80% do combustível total. Dentre alguns modelos computacionais utilizados nas simulações se encontram modelos de quebras de gotículas, colisão de gotículas, pulverização de combustíveis e formação de fuligem e emissões. Observou que para o metanol e etanol é necessária maior quantidade de diesel para manter a combustão em comparação aos demais combustíveis, em virtude de menor reatividade e maior entalpia dos mesmos. As taxas de aumento de pressão e duração da combustão foram mais curtas e alcançaram maiores valores em *IMEP* de 5 e 9,5 bar em comparação aos demais combustíveis. Para as cargas de *IMEP* de 5 e 9,5 bar, todos os combustíveis mostraram um aumento nas emissões de NO_x e diminuição do material particulado, assim como a combustão ocorreu de forma adiantada quando utilizada injeção única de diesel. Já o metanol e etanol tiveram índices superiores nesses quesitos aos demais combustíveis. Para *IMEP* de 12,6 bar, dupla injeção de diesel foi empregada, variando os pontos da primeira e da segunda injeção respectivamente, nesta configuração os resultados de NO_x e material particulado atingiram índices semelhantes à injeção única. Quando a primeira injeção de diesel foi atrasada ocorreu um avanço na fase de combustão, assim como quando a segunda injeção de diesel foi adiantada.

Olmeda et al (2018), dedicaram seu estudo na combustão *RCCI* comparando a transferência de calor entre combustíveis em um motor diesel de serviço leve, efetuando comparações entre ensaios experimentais e simulações de modelos computacionais utilizando software GT Power. Dentre as pesquisas efetuadas, está a comparação entre gasolina e etanol em operação *RCCI* e através desta, foi possível verificar que a gasolina gera um pico de pressão maior do que o etanol. O etanol por sua vez apresentou uma combustão com maior duração, o que ocasionou maior liberação de calor pelos gases de escape, no entanto os dois combustíveis obtiveram resultados de eficiências indicadas semelhantes, 46% para gasolina e 43% para o etanol. Também foi investigada a comparação entre a gasolina/diesel em operação *RCCI* e a combustão convencional somente com diesel, e a mesma mostrou resultados de 13% na redução na transferência de calor, mas em contrapartida alcançou menores eficiências de combustão.

Pedrozo et al (2016), conduziram seu trabalho experimental em um motor de serviço pesado ciclo Diesel com modo de combustão *dual-fuel* (diesel/etanol), operando em baixa carga de *IMEP* de 6,15 bar a 1200 rpm, buscando maximizar em

uma das calibrações eficiência indicada e em outra minimizar as emissões de gases de escape, variando proporção de EGR, pressão na admissão e pressão de injeção. Sua pesquisa apresentou que com a utilização de uma única injeção de diesel, a faixa de utilização e instabilidade da combustão se torna estreita, devido ao aumento do pico de pressão, e também apresentou baixa eficiência indicada quando comparada somente à combustão diesel. Para contornar a situação, os autores utilizaram a estratégia de dupla injeção de diesel. Nesta condição, altas taxas de substituição de etanol demonstraram baixas eficiências na combustão, devido à baixa temperatura da carga homogeneizada e dos combustíveis retidos nas fendas. A substituição ideal ficou em 54% do total de combustível, com pré-injeção em 36,5° APMS. Já baixos índices de substituição não apresentaram ganhos na eficiência indicada e na redução de emissões. O aumento na pressão de injeção de diesel melhorou sua atomização, tornando a carga mais homogênea, acarretando em uma combustão mais curta, no atraso do início da combustão e maiores índices de NO_x. Ao reduzir a pressão de injeção de diesel, os resultados encontrados foram avanço no início da combustão, maior combustão por difusão e maiores níveis de emissões de MP, porém menores níveis de NO_x. Quando utilizado sobre alimentação, os ensaios mostraram redução nas temperaturas no cilindro e nos picos de liberação de calor. Nesta condição as emissões de NO_x diminuíram, porém, as emissões de HC e CO aumentaram.

Benajes et al (2018), investigaram o uso do etanol e da gasolina operando em *RCCI* para uso no setor automotivo em um motor monocilíndrico com razão de compressão de 17,1:1, trabalhando com *IMEP* de 2 a 7 bar a 1000 rpm e *IMEP* de 1,5 a 9 bar a 3000 rpm. Sua pesquisa apontou que o combustível (gasolina/diesel) alcançou maior eficiência indicada em comparação ao etanol/diesel em altas rotações. Nestas condições, a duração da combustão diminuiu e a baixa reatividade do etanol implicou no atraso de injeção para 8 ° depois do ponto morto superior. Já para baixas rotações, se observou o oposto, com o etanol/diesel superando os resultados da gasolina/diesel. Um menor consumo foi observado com o uso do etanol, que por possuir uma combustão com maior duração e conseqüentemente melhor controle, conseguiu aumentar a eficiência de conversão do combustível em trabalho. No que diz respeito às emissões, os índices de HC, CO, e NO_x para o etanol, foram maiores em todas as faixas de testes, já o material particulado para ambos os combustíveis tiveram índices baixos próximos de zero.

Imran et al (2013), efetuaram uma revisão bibliográfica avaliando a utilização de álcoois (etanol e metanol) em operação *dual-fuel* por fumegação em motores diesel, e relatou que o consumo específico de freio aumentou em relação à combustão convencional diesel devido ao baixo poder calorífico do álcool. Com base em sua pesquisa concluiu que a eficiência de freio diminuiu para baixas e médias cargas em comparação a combustão convencional diesel. No que diz respeito a emissões de NO_x relatou que podem variar de acordo com a carga no motor e temperatura de combustão, podendo atingir níveis mais elevados em baixa carga do que em médias e altas. Para as emissões de CO e HC houve um aumento em comparação à combustão de diesel convencional, que também se fez presente com o aumento do nível de substituição do etanol em relação ao diesel, mas ambas as emissões diminuíram com o aumento da carga do motor. Em contrapartida, baseados em sua revisão bibliográfica, constataram que o material particulado e opacidade da fumaça diminuem em relação à combustão convencional com diesel.

Lanzanova et al (2019), trabalharam na investigação de diferentes frações de gases residuais (recirculações dos gases de escape) em um motor SI, monocilindro de injeção direta com comando de válvulas variável por acionamento eletro-hidráulico, utilizando misturas de diferentes percentuais de etanol anidro, etanol hidratado e gasolina, a fim de otimizar a eficiência da conversão de combustível e diminuir as emissões geradas. Os ensaios ocorreram a 1500 rpm com carga de *IMEP* 3,1 bar, com fração dos gases de recirculação variando entre 10 e 38%. Os resultados mostraram que com o acréscimo da fração dos gases de recirculação houve um aumento na pressão do cilindro, gerando seu pico de pressão mais próximo ao PMS. Para operação com *overlap* positivo da válvula, houve uma perda na eficiência indicada em comparação à operação com *overlap* negativo, em virtude de menores perdas por bombeamento, maior tempo de homogeneização da mistura e maior eficiência termodinâmica. Para esta condição também foi atribuída menores índices de emissões de CO e THC, com utilização de recirculação dos gases de até 18%, acima disso, a pesquisa apresentou queda na eficiência de combustão e aumento de emissões de THC.

Pedrozo et al (2017), investigaram o comportamento em um motor monocilindro trabalhando em cargas médias de *IMEP* de 9 a 15 bar em modo *dual-fuel*, utilizando diesel/etanol como combustíveis e recirculação dos gases de exaustão variando entre frações de 0 a 25%. Seus experimentos mostraram que para altas taxas de

substituição de etanol, a combustão ocorre com menor duração, mas, porém, atrasada, já a eficiência indicada para esta condição, mostrou-se similar e houve redução das emissões de NO_x quando comparada à operação convencional diesel. Os índices de HC e CO aumentam de acordo com maiores taxas de substituição de etanol. A utilização de 25% EGR mostrou uma redução de 80% na redução dos índices de NO_x quando comparado à não utilização da mesma, apresentando pouca penalidade na eficiência indicada do motor. Já a substituição de 80% de etanol aliado ao uso de EGR gerou uma redução de 88% nas emissões de NO_x quando comparados a carga de *IMEP* de 12 bar na combustão convencional diesel.

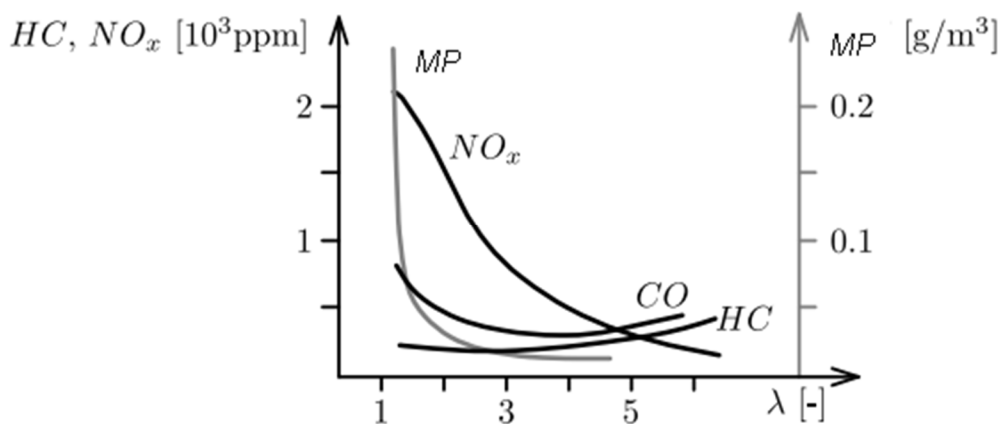
Com base nos fatos citados, pode se concluir que a utilização da combustão em modo dual mostra estreitas faixas de operação, sendo com frequência necessária sua otimização. Por vezes pode apresentar penalidade na eficiência indicada, sendo uma das causas o menor poder calorífico do etanol quando comparado ao diesel, acarretando assim em maior consumo específico de combustível. Porém este modo de combustão apresenta elevada redução dos índices de NO_x e se torna ainda mais atrativo pela utilização de um combustível renovável de grande produção no Brasil de baixa emissão de carbono.

2.4 FORMAÇÃO DE EMISSÕES EM MOTORES DIESEL

Em uma combustão teórica ideal, é esperada a geração de elementos como água, dióxido de carbono e nitrogênio, mas, na prática, em uma combustão real elementos além destes são emitidos pela exaustão como, monóxido de carbono, hidróxido de carbono, óxido de nitrogênio e material particulado. As variações nas proporções destes elementos nas emissões dos gases estão ligadas principalmente à variação do fator *lambda*, onde o mesmo é alterado por fatores como mudança na carga do motor e na temperatura. Por natureza, o ciclo Diesel trabalha com valores de *lambda* altos (pobres em combustível) e quando operando em baixa carga ocorre uma combustão incompleta, com baixos níveis de emissões de CO e HC. Já quando operando em alta cargas, devido à diminuição do oxigênio dentro da câmara de combustão, se tem um acréscimo nos níveis de emissões de CO. Ao se diminuir ainda mais o valor de *lambda* (rico em combustível), há não homogeneidade da combustão, promove a formação de zonas muito ricas em combustíveis que favorecem a formação de NO_x . Por ocorrer de forma difusiva e não homogênea conforme anteriormente

citado, quando uma partícula de combustível começa a queimar, de sua camada mais externa em direção ao seu núcleo, seu interior fica em altíssima temperatura e então se inicia o processo de craqueamento das cadeias de hidrocarbonetos, que não são facilmente queimados pelo processo de combustão e vêm a ser expelidos no processo de exaustão na forma de MP. A Figura 2 apresenta a formação de emissões de gases em relação ao valor do fator λ para um motor de ignição por compressão diesel (GUZZELA e ONDER,2010).

Figura 2 - Relação entre fator λ e emissões de gases na combustão.



Fonte: Adaptado de GUZZELA e ONDER (2010).

Abaixo pode-se visualizar alguns dos principais gases gerados no processo de combustão e suas consequências quando inalados.

- Óxido de nitrogênio (NO_x): É um gás incolor e inodoro quando liberado do motor, mas ao entrar em contato com a atmosfera e se misturar com mais oxigênio, se torna castanho avermelhado e de cheiro forte. Quando inalado, este gás é prejudicial para o sistema respiratório, provocando sensibilidade em pessoas que sofrem de asma e bronquite.

- Monóxido de Carbono (CO): É um gás sem coloração, gosto ou cheiro, porém se torna perigoso até mesmo em pequenas quantidades, pois a exposição em demorado pode resultar em dores de cabeça, irritação nos olhos e lentidão. Assim como também se inalado, acarreta em náuseas e convulsões, devido à falta de oxigênio gerada pela reação do gás com os glóbulos vermelhos.

- Material particulado (MP): É uma espécie de resíduo formado por várias pequenas partículas principalmente de chumbo e carbono. É um poluente que contribui fortemente para o aquecimento global e a chuva ácida, por isso sua ingestão

pode ocasionar danos cerebrais, ataques cardíacos, arritmia cardíaca, além de contribuir para fetos prematuros e de baixo peso em gestantes.

- Hidrocarbonetos (HC): São gases pertencentes a uma classe muito ampla, por isso, de maneira geral, não é possível descrever as características percebidas pelos sentidos do homem. São compostos por moléculas de carbono e hidrogênio, e a sua ingestão pode causar falta de ar, sufocamento, tosse, e problemas neurológicos, como falta de coordenação e sonolência (DELTON, 2004).

É conhecido que uma das maiores fontes de poluentes ao meio ambiente através de gases de efeito estufa, é a queima de combustíveis fósseis por meio das reações químicas da combustão de motores, e a nível mundial, precauções e atitudes veem sendo tomadas para evitar esta degradação desde o início da década de 1970 (DE ANDRADA SOUZA JR, 2003).

No Brasil o programa de controle da poluição do ar por veículos automotores (PROCONVE) foi criado em 1986 para controlar os índices de emissões gerados por veículos automotores. O programa vem sendo implantado gradativamente ao longo dos anos e tem como principal objetivo garantir que todos os veículos nacionais ou importados funcionem dentro dos limites impostos, assim reduzindo e controlando as emissões lançadas a atmosfera. A cada nova fase do programa os índices de emissões são reduzidos e atualmente se encontra na fase P-7 para veículos ciclo Diesel convencionais e com pós-tratamento, que está em vigor desde o ano de 2012 e possui índices conforme Tabela 2 (IBAMA, 2019).

Tabela 2 - Índices de emissões PROCONVE para veículos ciclo Diesel.

Poluente	Limites fase P-7
monóxido de carbono (CO em g/kW.h)	1,5
hidrocarbonetos (HC em g/kW.h)	0,46
óxidos de nitrogênio (NOx em g/kW.h)	2,00
material particulado (MP em g/kW.h)	0,02

Fonte: Adaptado IBAMA, (2019).

Já quando se trata de máquinas agrícolas e rodoviárias, os índices normatizados estão em vigor desde 2015 e variam de acordo com a potência do equipamento em questão, conforme Tabela 3.

Tabela 3 - Índices de emissões PROCONVE para máquinas agrícolas e rodoviárias.

Poluente	19 ≤P<37	37 ≤P<75	75 ≤P<130	130 ≤P≤560
(CO em g/kW.h)	5,5	5,0	5,0	3,5
(HC + NOX em g/kW.h)	7,5	4,7	4,0	4,0
(MP em g/kW.h)	0,6	0,4	0,3	0,2

Fonte: Adaptado IBAMA, (2019).

Onde: P = Potência em kW

Conforme citado anteriormente, a combustão em motores ciclo Diesel tem por sua natureza trabalhar com excesso de ar, assim obtendo baixos níveis de emissões de CO e HC, mas em contrapartida emitindo altas quantidades de MP e NO_x, sendo de difícil redução de ambos simultaneamente. Então a fim de atender as normas regulamentadoras se faz necessário o uso de pós-tratamento (catalisadores) dos gases de escape, o mesmo já não se faz presente no modo de combustão *dual-fuel* e *RCCI*, que traz a possibilidade de redução material particulado e do NO_x, assim reafirmando o conceito deste modo de combustão (HEYWOOD, 2018).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo serão apresentados os materiais e métodos utilizados para o desenvolvimento da pesquisa. Para este, fez-se necessária a preparação de uma bancada experimental, com montagem do motor e toda a instrumentação que será utilizada para realização do trabalho. A parte mecânica da bancada experimental foi desenvolvida em parceria com o laboratório de motores da Universidade de Santa Cruz do Sul, esta etapa envolve a construção de uma base metálica e uma massa sísmica, que através de coxins de borracha fará fixação do motor e do dinamômetro, além de amenizar vibrações indesejáveis durante a realização dos testes. Já os procedimentos de preparação, montagem, desmontagem, ajustes e instrumentação necessária para a avaliação do desempenho do motor e do combustível em teste, serão realizados no Laboratório de Motores de Combustão Interna, da Universidade Federal de Santa Maria.

O desenvolvimento da pesquisa seguiu conforme a aplicação da metodologia adotada, partindo do desenvolvimento e construção de uma bancada de testes para o motor diesel e sua instrumentação, pesquisa bibliográfica sobre o funcionamento do motor ciclo diesel em operação *RCCI* e *dual-fuel* por fumegação, seguido pelo levantamento do mapa do motor em operação diesel convencional e posteriormente com ensaios com duplo combustível. Em seguida será a etapa de análise de resultados e discussões.

3.1 METODOLOGIA

A pesquisa científica é fundamentada por padrões, normas e métodos, tendo como finalidade o entendimento de determinado assunto pesquisado. Os métodos científicos servem como um caminho ou um roteiro para atingir seus objetivos na busca por respostas em sua pesquisa (PRODANOV & FREITAS, 2013). O estudo desses métodos é chamado de metodologia, onde é feita a aprovação dos métodos escolhidos para a obtenção dos resultados da pesquisa, também tendo em paralelo uma abordagem teórica sobre o assunto (DESLANDES & GOMES, 2009).

A pesquisa científica vai ao encontro a respostas para perguntas ou dúvidas geradas por problemas, através de métodos científicos (LAKATOS & MARCONI, 2003). A natureza da pesquisa social pode ser classificada de duas maneiras, como

pesquisa pura, que tem como objetivo obter conhecimentos científicos e desenvolvimento da ciência, não tendo como enfoque aplicação prática ou pesquisa aplicada, que tem como fundamentação os conhecimentos e descobertas da pesquisa pura, entretanto seu principal objetivo é a utilização de seus conhecimentos em aplicações práticas para solucionar problemas pontuais (GIL, 2008). Quanto à abordagem do problema, a pesquisa pode ser classificada em quantitativa ou qualitativa. A pesquisa quantitativa leva em consideração tudo o que pode ser quantificado e traduzido em números, o que pode ser feito através de análises e informações, ou seja, uma avaliação numérica através de dados obtidos (KAUARK *et al.*, 2010). A pesquisa qualitativa trata cada objeto pesquisado de forma individual, sendo uma investigação auto descritiva, não a quantificando com valores numéricos, se baseando em dados na forma de texto e imagem (CRESWELL, 2010). É utilizada por pesquisadores e cientistas, para explicar o porquê das coisas com diferentes interpretações sobre o objeto a ser pesquisado (GERHARDT & SILVEIRA, 2009).

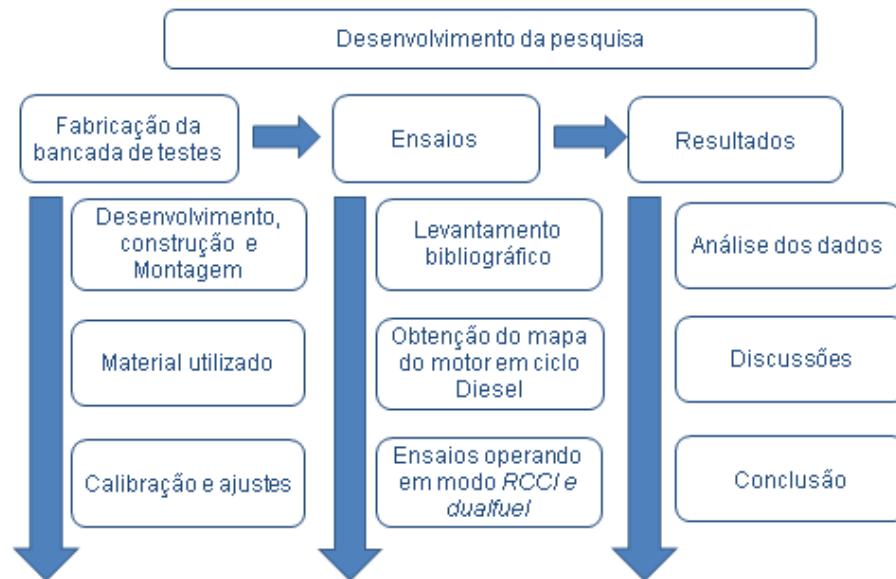
Referente ao objetivo da pesquisa, a mesma pode ser classificada como bibliográfica, descritiva ou experimental. A pesquisa bibliográfica tem por sua base teorias de documentos e seu objetivo é a busca pelo domínio do conhecimento sobre determinado tema, geralmente de maior atuação na área das humanas. A pesquisa descritiva tem por sua base o registro e análise de dados de um determinado fenômeno, no qual não a registros em documentos, a verificação de seus resultados é feita pelo pesquisador sem sua manipulação dos resultados (CERVO & BERVIAN, 2002). Contudo, a pesquisa experimental trabalha com o manuseio das variáveis com o intuito de estudar as manifestações causadas nos dados coletados referentes ao objeto de estudo (BARROS & LEHFELD, 2000). Na análise destas variáveis, o pesquisador utiliza equipamentos tecnológicos e instrumentos de precisão normatizados para obtenção dos resultados e conclusões (PRODANOV & FREITAS, 2013).

Quanto à classificação da presente pesquisa a mesma se enquadra como aplicada, no que diz respeito à sua natureza, visto que envolve procedimentos levantamentos bibliográficos para procedimentos práticos e busca por novos conhecimentos. Seus objetivos possuem caráter experimental, pois suas variáveis afetam diretamente os resultados da pesquisa. Por fim, referente a sua abordagem, pesquisa é quantitativa, pois seus resultados e informações podem ser mensurados e analisados numericamente.

3.2 FLUXOGRAMA DE DESENVOLVIMENTO

Para melhor exemplificar a estrutura da pesquisa, foi elaborado um fluxograma de desenvolvimento por etapas, conforme Figura 3.

Figura 3 - Fluxograma de etapas do desenvolvimento da pesquisa.



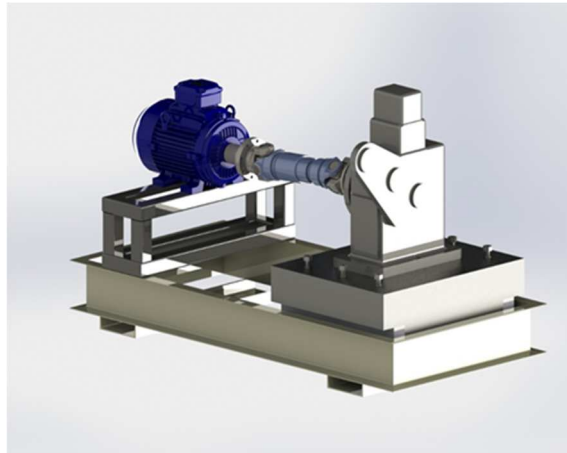
Fonte: (Autor, 2020).

3.3 FABRICAÇÃO DA BANCADA DE TESTES.

A fase inicial do projeto teve como objetivo o desenvolvimento, construção e montagem de uma bancada para um motor diesel, bem como a listagem dos recursos necessários para a parte experimental do estudo, instrumentação necessária para a realização dos testes, calibração da bancada e ajustes.

A estrutura da bancada é composta por uma base metálica e uma massa sísmica suspensa por coxins de borracha, que por sua vez é responsável pela fixação do motor, tendo também como função amenizar vibrações indesejáveis durante a realização dos testes. Este equipamento foi desenvolvido juntamente com o laboratório de motores de combustão da Universidade de Santa Cruz do Sul, utilizando materiais nacionais e tecnologias disponíveis na universidade, conforme Figura 4.

Figura 4 - Esboço da bancada de testes em motores.



Fonte: Autor (2018).

A estrutura da bancada de testes foi fabricada em vigas com perfil "U", suportada por amortecedores de vibração (vibra-stop), conforme Figura 5.

Figura 5 - Estrutura da bancada de teste.



Fonte: Autor (2018).

Uma massa sísmica de 800 kg foi desenvolvida e fabricada em chapas de 3/8" e preenchida com traço de concreto específico para absorver as vibrações geradas pelo motor. O acoplamento da massa sísmica na estrutura se dá por suportes de ferro fundidos fabricados em ângulos de 45°, conforme Figura 6, para melhor distribuição da massa.

Figura 6 - Massa sísmica preenchida com concreto e coxins de acoplamento.



Fonte: Autor (2018).

Com o término do processo de fabricação a estrutura foi previamente montada para efetuar possíveis ajustes, conforme Figura 7.

Figura 7 - Estrutura pré-montada.



Fonte: Autor (2018).

Após os ajustes a estrutura foi levada para o laboratório de motores da UFSM, em Santa Maria, onde foi pintada e então se deu o início do processo de montagem do restante do aparato experimental, começando pelo motor ainda fora da célula. O término da montagem do aparato experimental se deu já no interior da célula de testes no laboratório de motores da UFSM, com instalação do dinamômetro, trocadores de calor para sistema de arrefecimento e sistema de lubrificação (óleo), bomba de água externa, bomba de óleo externa, motor de partida, sistema de recirculação dos gases

de escape, sobrealimentação, instalação de termopares, sistema de exaustão, placas de aquisição de dados, analisador de gases e demais periféricos, conforme Figura 8. Nesta etapa também foi feita a calibração e ajustes necessários nos equipamentos.

Figura 8 - Aparato experimental completamente montado.



Fonte: Autor (2019).

Posteriormente é apresentada uma listagem dos principais recursos e materiais utilizados para a sequência do desenvolvimento da pesquisa, como especificação e utilização dos mesmos, assim como métodos e cálculos utilizados para atingir os resultados esperados.

3.3.1 Motor

O motor utilizado para realização dos ensaios é de ciclo diesel quatro tempos da marca Ricardo Protheus monocilindro, de aproximadamente 1 litro de deslocamento volumétrico, que possui ponto de injeção variável através de um manipulador no qual é possível variação de 2° ao longo de uma faixa total de 10° . O

sistema de injeção de diesel é via bomba mecânica, com pressão de injeção de 180 bar, conforme Figura 9.

Figura 9 - Motor de testes Ricardo Protheus.



Fonte: Autor (2019).

Algumas das especificações do motor Ricardo Protheus podem ser visualizadas na Tabela 4.

Tabela 4 - Especificação motor de teste.

Motor Ricardo Protheus	
Pressão na admissão	Motor naturalmente aspirado
Diâmetro do pistão	107 mm
Curso	115 mm
Deslocamento volumétrico	1034 Cm ³
Razão de compressão	16:1
Tipo de injeção	Injeção mecânica
Pressão de injeção	180 [bar]
Diâmetro da válvula de admissão	45 mm
Diâmetro da válvula de escape	39 mm

Fonte: Adaptado de Ricardo, (2019).

3.3.2 Injeção de etanol

A injeção de etanol foi feita em um coletor de admissão fabricado em aço carbono, conforme Figura 10, utilizando injetores automotivos Magnet Marelli, modelo IPG 001. O controle do tempo de abertura dos injetores foi feito pelo módulo de injeção eletrônica programável da marca *FuelTech* modelo FT-250. Uma bomba de combustível externa foi utilizada para pressurização do sistema.

Figura 10 - Coletor de admissão com injetores de etanol.

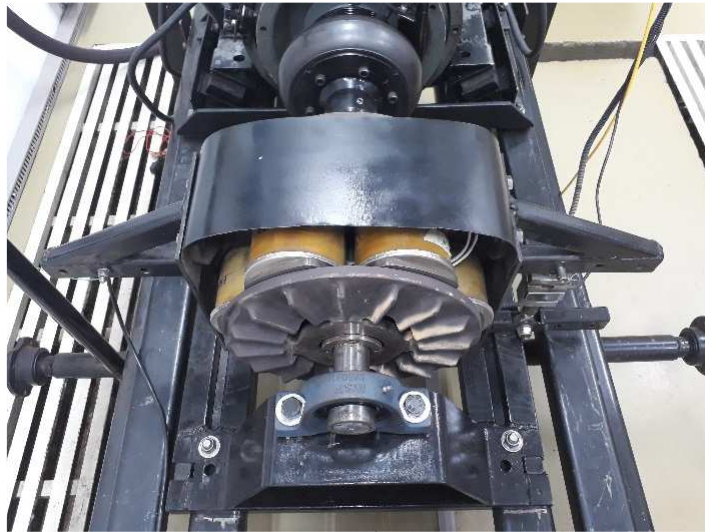


Fonte: Autor (2019).

3.3.3 Dinamômetro

O dinamômetro consiste basicamente em um sistema eletromecânico que tem por finalidade o emprego de carga via corrente elétrica a um elemento de teste, no caso em questão um motor à combustão interna. O equipamento ainda possui elementos sensores ou transdutores como por exemplo, célula de carga e sensor de rotação. O dinamômetro de correntes parasitas utilizado no controle de rotação e da carga imposta no motor possui potência de 30 kW e rotação 5500 rpm e pode ser visualizado conforme Figura 11. O controle da carga é feito através da interface do software LabVIEW®, onde o operador pode monitorar e aplicar a carga de trabalho desejada e o sistema de controle do software mantém as condições impostas, possibilitando a captação e armazenamento dos dados de desempenho do motor.

Figura 11- Dinamômetro de correntes parasitas.



Fonte: Autor (2019).

3.3.4 Analisador de gases

O analisador de gases é baseado no modelo de aquisição de dados por espectroscopia de infravermelho por transformada de Fourier (FTIR-*Fourier transform infrared spectroscopy*). O equipamento é da marca AVL e modelo SESAM i60 FTIR e o mesmo é responsável por efetuar as análises das emissões geradas pela combustão do motor, com exceção do material particulado que não foi mensurado nesta pesquisa. O auxílio de planilhas eletrônicas foi utilizado para conversão dos dados em ppm para g/kWh.

3.3.5 Instrumentação

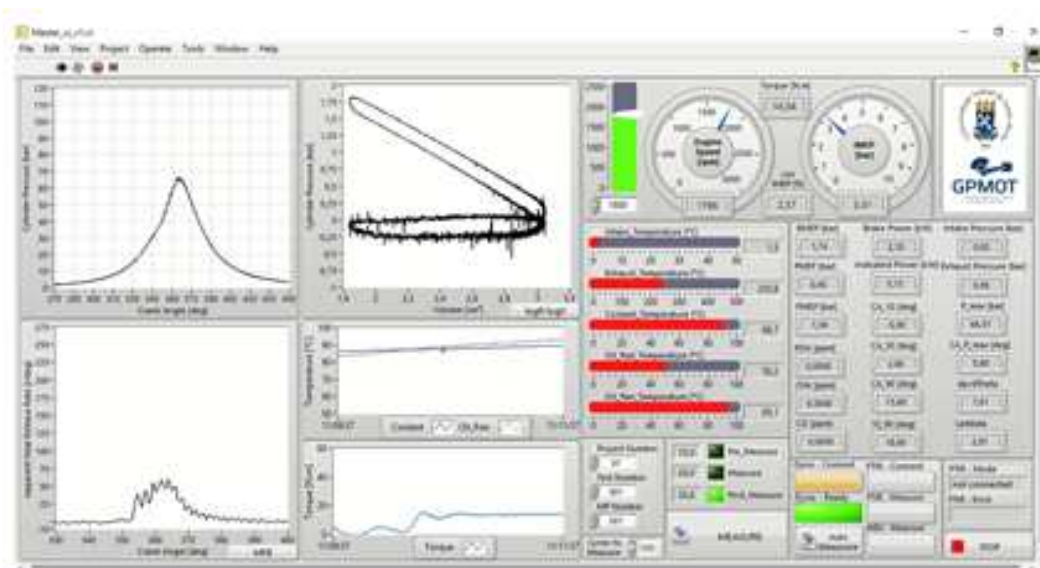
- Termopares: Para medições de temperatura foram utilizados sensores do tipo “K” da marca Minipa modelo MTK-16 com resolução de 1°C, instalados no motor para captação das temperaturas de exaustão, admissão, óleo e arrefecimento.
- Pressão no cilindro: Para processamento das medidas das pressões geradas na combustão foi utilizada uma placa da marca *National Instruments*, modelo NI USB-6351, com resolução de 32-bit e 100 MHz. A placa recebeu

dados de pressão do cilindro medidos por um transdutor de pressão piezoelétrico da marca AVL modelo GH 14D. O método de referenciamento do sensor utilizado foi o *MAP pegging*, procedimento no qual o sensor ajusta a pressão medida no cilindro (em uma determinada posição angular) a uma pressão pré-definida. A referência pré-estabelecida e utilizada foi a pressão no coletor de admissão no PMI ao final do ciclo de admissão. Neste momento então é dado um *offset* no valor da pressão do cilindro a fim de equipará-lo com a pressão no coletor de admissão no dado momento. Um sensor *encoder* angular da marca Hengstler modelo RI32 com resolução de $0,2^\circ$ foi posicionado na extremidade do virabrequim e é responsável por medir o ângulo do mesmo.

3.3.6 Software de controle e monitoramento

Para controle e monitoramento dos parâmetros analisados do motor, dinamômetro e instrumentação foi utilizado um programa/sistema de análise de combustão e aquisição de dados em tempo real programado no software LabVIEW[®]. O software apresenta em sua interface de controle e monitoramento parâmetros como, temperatura de arrefecimento, temperatura de óleo, *FMEP*, *IMEP*, *IMEP COV*, pico de pressão, taxa de liberação de calor entre outros parâmetros, conforme Figura 12.

Figura 12 - Interface software LabVIEW[®].



Fonte: Autor (2019).

3.3.7 Combustíveis de ensaio

Nos combustíveis, o número de cetano indica a capacidade de o mesmo entrar em auto-ignição, logo quanto maior o número de cetano no combustível menor será o atraso de ignição gerado (menor o tempo entre o início da injeção e o início da combustão), assim inflamando rapidamente quando injetado na câmara de combustão, gerando uma queima da mistura rápida e completa.

O combustível de alto número de cetano também chamado de alta reatividade, que será injetado diretamente na câmara de combustão será o diesel S10, conforme Tabela 5, que possui baixo teor de enxofre conforme a resolução de nº 30 da Agência Nacional do Petróleo - ANP.

Tabela 5 - Propriedades do diesel.

Diesel	
Densidade a 20°C	0,815 a 0,850 kg/cm ³
Ponto de fulgor	38°C
Número de cetano	48
Poder calorífico inferior	43 MJ/Kg
Temperatura de auto-ignição	> 225 °C

Fonte: Adaptado de Petrobrás, (2019).

O etanol utilizado como combustível de baixa reatividade tem sua fórmula molecular C_2H_6O e será injetado no coletor de admissão. Algumas de suas propriedades podem ser vistas conforme Tabela 6.

Tabela 6 - Propriedades do etanol.

Etanol	
Densidade	789g/cm ³ a 25°C
Ponto de fulgor	13°C
Número de octano	107
Poder calorífico inferior	26 MJ/Kg

Fonte: Adaptado de Nova cana, (2019).

3.3.8 Medição do consumo de combustíveis

A medição do consumo de combustíveis é feita através da utilização de buretas volumétricas graduadas, com volume de 50ml e resolução de 0,1ml. Para todos os ensaios foram efetuadas 3 medições de combustível de 20ml cada e com auxílio de um cronômetro feita a anotação do tempo correspondente a cada medida, em segundos. Em seguida é feita a média das medições e efetuado o cálculo para conversão em vazão mássica, conforme Equação 1.

Equação 1 - Vazão mássica.

$$\dot{m}(g/s) = \frac{\text{Volume}(ml) \cdot \text{Densidade do combustível}(g/cm^3)}{\text{Tempo}(s)}$$

Já em modos de operação dual, a medição de combustível nas buretas é efetuada simultaneamente e o cálculo acrescentado o segundo combustível em questão, seguindo com o mesmo padrão anteriormente citado, conforme Equação 2.

Equação 2 - Vazão mássica modo dual.

$$\dot{m} = \left(\frac{\text{Vol. diesel}(ml) \cdot \text{Dens. diesel}(g/cm^3)}{\text{Tempo diesel}(s)} \right) + \left(\frac{\text{Vol. etanol}(ml) \cdot \text{Dens. etanol}(g/cm^3)}{\text{Tempo etanol}(s)} \right)$$

Assim então posteriormente é calculado o consumo específico conforme equação do item 3.5.11, quando utilizado combustão convencional diesel. Já para o modo dual, novamente é acrescentado os valores referentes ao etanol, logo somados ao diesel, conforme mostra Equação 3.

Equação 3 - Consumo específico modo dual.

$$SFC(g/kwh) = 3600 \cdot \left(\frac{mfDiesel(g/s) + mfEtanol(g/s)}{P(kW)} \right)$$

3.3.9 Método para cálculo da substituição de combustíveis

O cálculo de substituição foi efetuado levando em consideração a quantidade mássica de diesel que foi substituída por etanol em relação ao ensaio *baseline* para a carga de *IMEP* em questão, conforme Equação 4.

Equação 4 - Cálculo da substituição.

$$\text{Substituição (\%)} = 100 - \left(\frac{\text{Consumo de diesel (g/s)} \cdot 100}{\text{Consumo de diesel ensaio baseline (g/s)}} \right)$$

3.3.10 Método para cálculo de eficiência indicada

O cálculo de eficiência indicada foi efetuado posteriormente a medição de consumo de combustível e seu respectivo cálculo, aplicando a equação descrita no item 3.5.12 (Equação 14), para o ensaio *baseline* e a Equação 5 para os ensaios em modo dual, onde é acrescentado os valores referentes ao consumo de etanol do ensaio em questão . Nesta pesquisa não foi levado em consideração o cálculo do trabalho do compressor de sobrealimentação (*boost*), sendo a eficiência indicada impactada diretamente caso o mesmo fosse contabilizado.

Equação 5 - Eficiência indicada modo dual.

$$\eta_f(\%) = 100 \cdot \left(\frac{\text{Potência indicada (kW)}}{(\text{SFC}_{\text{Diesel}}) + (\text{SFC}_{\text{Etanol}})} \right)$$

3.3.11 Medição de recirculação dos gases de escape (*EGR-Exhaust gas recirculation*)

A medição do percentual de utilização de EGR foi efetuada através da razão dos índices de dióxido de carbono (captados e medidos pelo analisador de gases no coletor de admissão) pelos índices de dióxido de carbono (captados na exaustão), conforme equação Equação 6.

Equação 6 - Cálculo do percentual de EGR.

$$\text{EGR(\%)} = 100 \cdot \left(\frac{\text{CO}_2 \text{ Admissão}}{\text{CO}_2 \text{ Exaustão}} \right)$$

3.3.12 Método de cálculo da temperatura de combustão

O cálculo de temperatura de combustão foi efetuado conforme Equação 7, juntamente com o auxílio de planilhas eletrônicas e foi aplicado de 0° a 720° DPMS com intervalo de 0,2°, a fim de buscar a máxima temperatura de combustão para cada ensaio em questão .

Equação 7 - Cálculo da temperatura de combustão.

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T$$

Onde:

P = Pressão em no cilindro em (kPa)

V = Volume no cilindro em (m³)

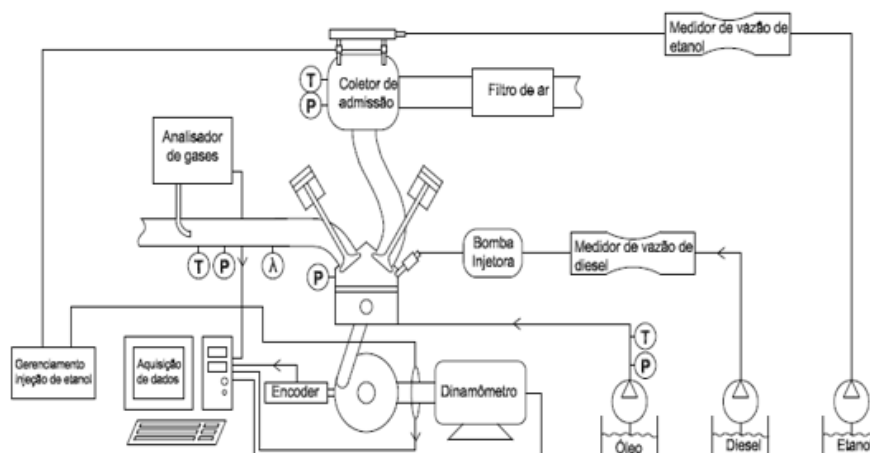
m = Massa de ar estimada por ciclo (Kg)

R = Constante do gás ideal (kJ/KgK)

3.3.13 Diagrama esquemático do aparato experimental

A Figura 13 mostra o diagrama esquemático do motor experimental e de posicionamento de componentes como injetor de etanol e seus periféricos, bem como o restante dos equipamentos utilizados, como dinamômetro, sensor *encoder* angular e analisador de gases.

Figura 13 - Diagrama esquemático do motor experimental.



3.3 ETAPA DE ENSAIOS

3.4.1 Comissionamento da bancada

Com a bancada de testes pronta, ajustada e calibrada, a próxima etapa da metodologia aplicada foi iniciar a realização de ensaios básicos para obter o mapa do motor operando em combustão convencional com diesel. Os primeiros ensaios apresentaram instabilidade e o coeficiente de variabilidade cíclica (*COV IMEP*) muito elevado, em torno de 13% (normalmente utilizado valor máximo de até 5%), assim não obtendo precisão nos resultados obtidos. Este valor obtido se deu em virtude de o motor possuir bomba mecânica de injeção e a mesma trabalhar com mecanismo denominado regulador ou também chamado de “governador”. O “regulador/governador” possui um sistema de molas e contrapesos rotatórios que funcionam através da força centrífuga e possuem a função de atuar no mecanismo de aceleração da bomba, diminuindo ou aumentando o débito de combustível em função da carga imposta ao motor, para que não haja assim uma mudança brusca na rotação. Na realização dos ensaios, o dinamômetro mantém a rotação do motor fixa em 1800 rpm, neste caso o “regulador/governador” tenta ajustar a rotação/débito em função da carga imposta no motor, o que gera instabilidade nos valores de *COV IMEP*. Para solucionar a variação e a instabilidade nos ensaios, foi necessária retirada do “regulador/governador” e um novo mecanismo de acionamento em formato de came, fabricado em aço, foi desenvolvido para acionar diretamente a cremalheira de débito de combustível (dentro da bomba injetora). Em virtude desta alteração na bomba injetora, por segurança foi desenvolvido e adaptado um corpo de borboleta (TBI) no coletor de admissão do motor. Em caso de disparo do motor, o corpo de borboleta seria fechado por controle eletropneumático através do acionamento de um botão de emergência disposto no painel de comando do motor, assim cortando a admissão/aspiração de ar do motor e promovendo seu desligamento. Após essas alterações, o motor apresentou estabilidade atingindo valores de *COV IMEP* em torno de 2% nas condições de cargas impostas, assim podendo se dar continuidade na sequência de testes.

3.5 PARÂMETROS DE ENSAIO

Os ensaios foram realizados no laboratório de motores da UFSM operando com o motor em rotação fixa a 1800 rpm e temperaturas de óleo e arrefecimento monitoradas e controladas em $90\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$. As condições de carga do motor foram fixadas e controladas em 5 bar e 7 bar de *IMEP*, já o número de ciclos de cada ensaio foi de 100, portanto os gráficos dispostos são a representação dos dados médios deste número de ciclos. Para aferir se as condições do motor se mantiveram constantes durante os testes, um ensaio arrastado (*motored*) foi realizado antes e ao término de cada bateria de ensaios, servindo este como critério de conformidade ou não dos mesmos. Os ensaios ocorreram primeiramente somente com combustível diesel, operando em ciclo convencional e taxa de aumento de pressão limitada em 20 bar/graus de virabrequim, estes que serviram para levantamento do mapa do motor, assim encontrando o melhor ponto de operação do mesmo. Posteriormente os ensaios foram repetidos nas mesmas condições anteriormente citadas, mas em modo de duplo combustível, utilizando como combustível de baixa reatividade o etanol, injetado no coletor de admissão com temperatura de $70\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$, (temperatura esta que busca atingir melhor atomização do mesmo). A taxa de substituição máxima de combustível é dada em função do parâmetro *COV IMEP*, que segundo Heywood (2018), mostra que dependendo a condição de operação do motor, a combustão é considerada estável quando atingi valores de 2 a 5%, sendo neste caso a mesma limitada quando o parâmetro extrapolar estes limites de estabelecidos nos ensaios. O auxílio de sobrealimentação também foi testado, utilizando 0,4 bar de pressão na admissão, pressão esta não ultrapassada devido a limitação mecânicas na unidade de *boost*. Por se tratar de uma pesquisa experimental (exploratória) o trabalho do compressor de sobrealimentação não foi levado em consideração para os cálculos de eficiência indicada, sendo a mesma alterada caso esse trabalho fosse contabilizado.

A recirculação dos gases de escape foi utilizada no modo de combustão *RCCI* visando diminuir os índices de NO_x gerados na combustão, e mesmo após tentativas de otimização do sistema não ultrapassou os 11% de diluição nos ensaios efetuados devido suas restrições mecânicas.

A Tabela 7, apresenta uma síntese dos parâmetros de ensaios pré-estabelecidos na pesquisa.

Tabela 7- Parâmetros de ensaio.

Parâmetros	Valores
Tipo de injeção	Injeção mecânica 180 [bar]
Razão de compressão	16:1
Rotação	1800 rpm
Número de ciclos por ensaio	100
<i>COV IMEP</i>	Max. 5%
Temperatura de óleo e arrefecimento	90 °C ± 5 °C
Cargas de ensaio	5 e 7 [bar] de <i>IMEP</i>
Ponto de injeção no ensaio <i>RCCI</i>	330°
Ponto de injeção no ensaio <i>dual-fuel</i> por fumeção	346°
Injeção de diesel	Direta a 180 [bar]
Injeção de etanol	Injeção Pré-misturada a 3 [bar] á 70°C ± 5 °C

Fonte: Autor, (2020).

3.5.1 Parâmetros operacionais dos motores alternativos

A seguir foi efetuado um levantamento bibliográfico de parâmetros de operação de motores a combustão interna, com o objetivo de fundamentar a sequência da pesquisa. Os parâmetros descritos em seguida são visualizados em tempo real na interface de controle e monitoramento do software LabVIEW®, com exceção do consumo específico de combustível (onde a medição e o cálculo são apresentados conforme o item 3.3.8), eficiência indicada (onde o cálculo é apresentado conforme o item 3.3.10) e medição do percentual de EGR (onde o cálculo é apresentado conforme o item 3.3.11).

3.5.2 Trabalho indicado por ciclo

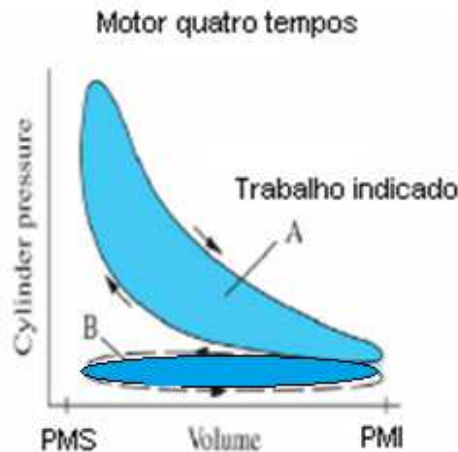
A expansão dos gases gerados pela combustão empurra o pistão para baixo gerando trabalho no motor. Este trabalho indicado por ciclo do motor ($W_{c,i}$) pode ser calculado através da integral cíclica do diagrama p - V , conforme Equação 8, de

pressão dos gases e volume no cilindro, obtendo-se assim a área do gráfico, conforme mostra Figura 14.

Equação 8 - Trabalho indicado por ciclo.

$$W_{c,i} = \oint p \cdot dV$$

Figura 14 - Diagrama p -V.



Fonte: Adaptada de Heywood, (2018).

Na Figura 14, a área (A), em azul corresponde ao trabalho indicado ($W_{c,i}$) de um motor quatro tempos naturalmente aspirado, que seria o trabalho mecânico máximo obtido por meio de cálculos do ciclo termodinâmico do motor. Já a área (B) corresponde ao trabalho de bombeamento gasto pelo pistão sobre os gases do cilindro nos tempos de admissão e exaustão (W_p) (HEYWOOD, 2018).

3.5.3 Pressão média efetiva indicada (*Indicated mean effective pressure*) (IMEP)

O torque é uma medida de comparação de motores que depende do tamanho do motor e de seu volume deslocado, muitas vezes inviabilizando comparações entre motores de diferentes tamanhos. Nesse caso, uma medida de desempenho mais adequada seria a pressão média efetiva indicada, que é obtida conforme Equação 9 (HEYWOOD, 2018).

Equação 9 - Cálculo de IMEP.

$$IMEP = \frac{W_{c,i}}{V_d}$$

Onde:

$W_{c,i}$ = Trabalho indicado por ciclo.

V_d = Volume deslocado.

3.5.4 Pressão média efetiva de freio (*Brake mean effective pressure*) (*BMEP*)

Esta pressão é encarregada pela geração de trabalho útil do motor, sendo originada da pressão média efetiva indicada, descontando-se as pressões médias efetivas de atrito e bombeamento, conforme Equação 10. A pressão média efetiva de freio também é muitas vezes utilizada para comparação de motores de diferentes tamanhos (HEYWOOD, 2018).

Equação 10 - Cálculo BMEP

$$BMEP = \frac{6,28 \cdot n_r \cdot T(N \cdot m)}{V_d(dm^3)}$$

Onde:

n_r = Utiliza-se 2 para motores quatro tempos e 1 para motores dois tempos.

V_d = Volume deslocado.

T = Torque.

Valores típicos de *BMEP* para motores de ignição por centelha de quatro tempos naturalmente aspirados podem ficar entre 1050 a 1250 KPa em torque máximo. Já para motores Diesel naturalmente aspirados, a *BMEP* pode chegar de 800 a 900 KPa (HEYWOOD, 2018).

3.5.5 Pressão média efetiva de atrito (*Friction mean effective pressure*) (*FMEP*)

A pressão média efetiva de atrito pode ser determinada pela diferença entre a pressão média efetiva indicada e a pressão média efetiva de freio, conforme Equação 11 (HEYWOOD, 2018).

Equação 11 - Cálculo FMEP

$$FMEP = IMEP - BMEP$$

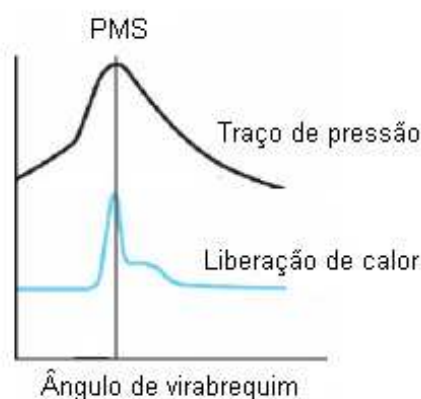
3.5.6 Pressão média efetiva de bombeamento (*Pumping mean effective pressure*) (*PMEP*)

É considerada pressão média efetiva de bombeamento o trabalho negativo executado pelo pistão para admitir uma nova mistura ar/combustível durante o ciclo de admissão para dentro do cilindro e expelir os provenientes da combustão para fora do cilindro durante o ciclo de exaustão (TAYLOR, 1988).

3.5.7 Pressão no cilindro

Variações na pressão do cilindro ocorrem através da mudança de seu volume em virtude do ângulo de virabrequim, da combustão e da troca de calor gerada no local. A pressão no cilindro pode ser medida por um sensor piezoelétrico posicionado no cabeçote do motor, que possui um cristal de quartzo que por meio de um diafragma capta a pressão interna no cilindro. O cristal gera uma carga elétrica proporcional à pressão recebida por ele. Essa carga elétrica posteriormente passa por um amplificador gerando uma tensão proporcional à pressão captada pelo cristal anteriormente. Através da pressão no cilindro e do ângulo de manivela pode ser gerado o traço de pressão, cujo o perfil de um dado médio referente ao ciclo Diesel pode ser visualizado na Figura 15 (HEYWOOD, 2018).

Figura 15 - Perfil típico de traço de pressão e liberação de calor do ciclo Diesel.

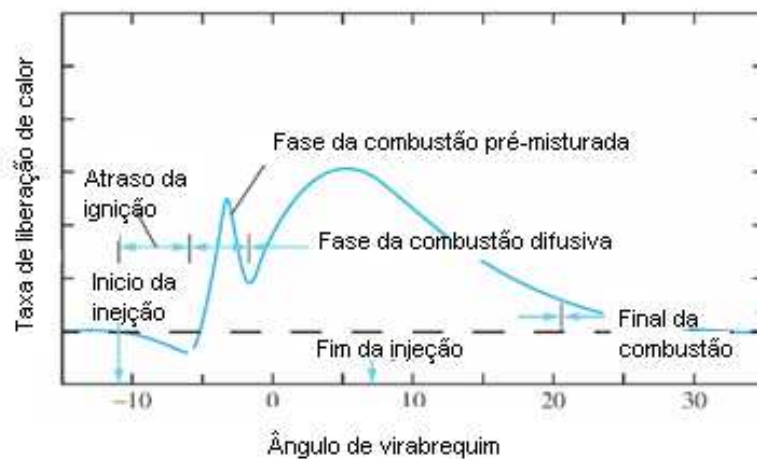


Fonte: Adaptado de Heywood, 2018.

3.5.8 Taxa de liberação de calor

A taxa de liberação de calor representa a taxa com que a energia liberada pela combustão fica disponível na câmara de combustão. Em última análise, pode ser considerada como a própria taxa de combustão. Com ela, através dos dados de pressão no cilindro e do ângulo de virabrequim gerados pelos ciclos do motor, pode-se obter uma análise mais precisa dos estágios da combustão. A Figura 16 apresenta um diagrama típico de um motor diesel onde é possível visualizar os estágios de combustão nele presente.

Figura 16 - Diagrama típico da taxa de liberação de calor para ciclo Diesel.



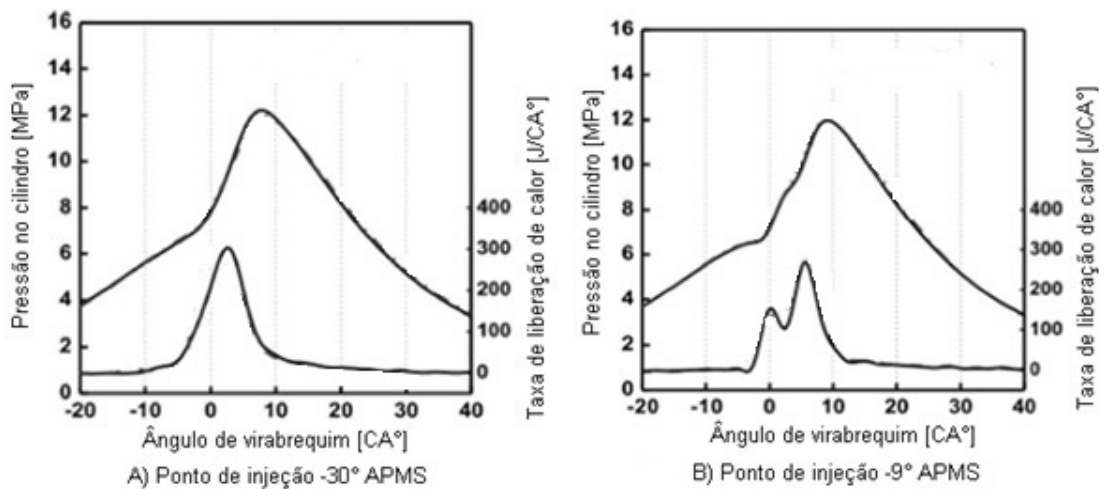
Fonte: Adaptado de Heywood, 2018.

O período correspondente entre o início da injeção de combustível e o início da combustão é chamado de atraso de ignição. Após o início da combustão acontece à fase de combustão pré-misturada, onde a energia química do combustível que se misturou com o ar durante o atraso de ignição, gerando uma mistura rica, é liberada de forma rápida com duração de poucos graus de giro do virabrequim, causando assim um pico na liberação de calor. Ao término da fase de combustão pré-misturada, o combustível que ainda está disponível se mantém liberando calor de forma gradativa e controlada. Essa fase é chamada de combustão difusiva e nela diferentes processos estão envolvidos como atomização do combustível líquido, vaporização, reações químicas e mistura do vapor de combustível com o ar, que é o principal controlador na taxa de queima nesta fase de difusão de chama da combustão diesel.

A fase final da combustão se dá através de uma liberação de calor baixa e contínua que decai ao longo do curso de expansão do motor, que dentre as possíveis causas está pequenas frações de combustível não queimado (HEYWOOD, 2018).

A Figura 17 apresenta as curvas características da combustão *RCCI* com injeção a -30° APMS e *dual-fuel* por fumegação a -9° APMS. O modo *RCCI* mostra um único processo rápido de liberação de calor, causado pela queima homogênea da mistura ar-combustível após a ignição dada pelo combustível de alta reatividade, enquanto o modo *dual-fuel* traz dois estágios de liberação de calor, causados pela propagação da queima do combustível de alta reatividade seguidos pelo de baixa reatividade, mas ambos não apresentam mais as características da combustão convencional diesel (LI, YANG e ZOU, 2017).

Figura 17 – Perfil típico de traço de pressão e liberação de calor da combustão *RCCI* e *dual-fuel* por fumegação.



Fonte: Adaptado de LI, Yang e Zou 2017.

3.5.9 Variabilidade cíclica na combustão (*COV IMEP*)

A variabilidade cíclica é inerente ao processo de combustão no motor. Quando muito elevada, afeta negativamente o desempenho do motor, prejudicando eficiência e elevando emissões de poluentes. Esta variabilidade no processo de combustão pode ocorrer por alguns motivos, sendo os principais deles a homogeneidade e não uniformidade da mistura ar-combustível e variação na mistura dos gases de

recirculação, ocorrendo principalmente em torno da vela de ignição e podendo variar de ciclo a ciclo e de cilindro para cilindro. É comum representar a variabilidade ciclo a ciclo pela covariância da pressão média efetiva indicada, em um conjunto de ciclos podendo ser calculada conforme Equação 12 (HEYWOOD, 2018).

Equação 12 - Cálculo de COV_{IMEP} .

$$COV_{IMEP} \% = \frac{\sigma_{IMEP}}{IMEP \text{ médio}} \times 100$$

Onde:

σ_{IMEP} = Desvio padrão do $IMEP$.

$IMEP \text{ médio}$ = Média de $IMEP$ dos ciclos analisados.

3.5.10 Maximum braque torque (MBT)

Pode-se chamar de *MBT* o ideal de ignição ou de injeção de combustível (no caso de motores ciclo Diesel), no motor para que o torque seja maximizado. Quando se está com o ponto de ignição/injeção de diesel adiantado, o início da combustão acontece em algum momento antes do PMS, assim conseguindo atingir maiores níveis de pressão. Já quando atrasado, pós PMS, tem-se efeito contrário, não conseguindo atingir elevadas pressões e tendo as mesmas mais tardias (HEYWOOD, 2018).

3.5.11 Consumo específico de combustível (*Specific fuel consumption*) (SFC)

O consumo específico de um motor pode ser calculado através da razão da quantidade de combustível consumida pelo motor e a potência gerada pelo mesmo, conforme Equação 13, variando entre utilização da potência indicada para cálculo do consumo específico indicado e potência efetiva de freio, para consumo específico de freio (HEYWOOD, 2018).

Equação 13 - Consumo específico

$$SFC(g/kwh) = \frac{mf(g/h)}{P(kW)}$$

Onde:

mf = Vazão mássica de combustível.

P = Potência indicada ou Potência efetiva de freio.

3.5.12 Eficiência indicada e eficiência de freio

Para cálculo da eficiência indicada se deve levar em consideração a razão entre a potência indicada e a quantidade de energia fornecida pelo combustível utilizado, conforme Equação 14. Já para o cálculo da eficiência de freio deve-se considerar a potência de freio gerada pelo motor (HEYWOOD, 2018).

Equação 14 - Eficiência indicada.

$$\eta_f = \frac{3600}{SFC (g/kWh) \times LHV (MJ/kg)}$$

Onde:

LHV = Poder calorífico inferior do combustível.

3.5.13 Relação ar/combustível equivalente

Para que o processo de combustão ocorra da melhor forma possível é necessário dosar a relação ar/combustível equivalente admitida pelo motor. O fator *lambda* (λ) pode ser expresso conforme Equação 15, e é utilizado para medir a relação entre a mistura ar/combustível, sendo que, quando *lambda* ($\lambda > 1$), a mistura é considerada pobre em combustível, indicando excesso de oxigênio. Quando *lambda* ($\lambda < 1$), a mistura é considerada rica em combustível, apresentando maior quantidade do mesmo em relação ao oxigênio presente. Já para *lambda* ($\lambda = 1$), a mistura é considerada estequiométrica, com as relações da mistura ar/combustível iguais, promovendo uma combustão onde todo o combustível admitido será queimado e todos os hidrocarbonetos serão convertidos (HEYWOOD, 2018).

Equação 15 – Relação ar/combustível equivalente.

$$\lambda = \frac{\left(\frac{m_{ar}}{m_{combustível}} \right)_{Real}}{\left(\frac{m_{ar}}{m_{combustível}} \right)_{Estequiométrica}}$$

Onde:

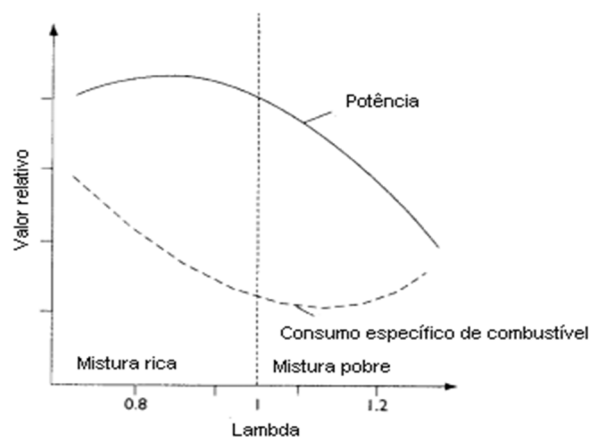
$\lambda < 1$ = Mistura rica

$\lambda > 1$ = Mistura pobre.

$\lambda = 1$ = Quanto a razão ar-combustível é estequiométrica.

O fator *lambda* influencia diretamente no desempenho do motor, podendo afetar sua potência, consumo de combustível e os índices de emissões de gases provenientes da combustão, tanto em motores do ciclo Otto quando em motores de ignição por compressão (BRUNETTI, 2012). Conforme a condição de operação do motor é necessária a alteração de *lambda*, podendo variar com a partida a frio, (em que há necessidade de mistura rica para compensar a condensação do combustível), com o aumento da carga do motor ou em aceleração (enriquecendo a mistura visando maximizar o desempenho) ou em baixas cargas (deixando a mistura pobre buscando economia). A Figura 18, apresenta valores de potência e consumo específico de combustível para variação de *lambda*. Na condição ideal de estequiometria ($\lambda=1$), pode-se visualizar que a potência e o consumo de combustível são menores do que na condição de mistura rica em combustível. Ao enriquecer a mistura ($\lambda<1$), observa-se um ganho em potência no motor, mas em contrapartida o consumo específico de combustível aumenta e em alguns casos, o mesmo, não é totalmente consumido pela combustão e pode ser expelido pela exaustão. Já quando a mistura se torna pobre em combustível ($\lambda>1$), o inverso acontece, e em função do aumento de ar no motor, a potência tem um decréscimo à medida que há uma diminuição no consumo de combustível (DELTON, 2004).

Figura 18 - Valores de Lambda em função da potência e do consumo específico.



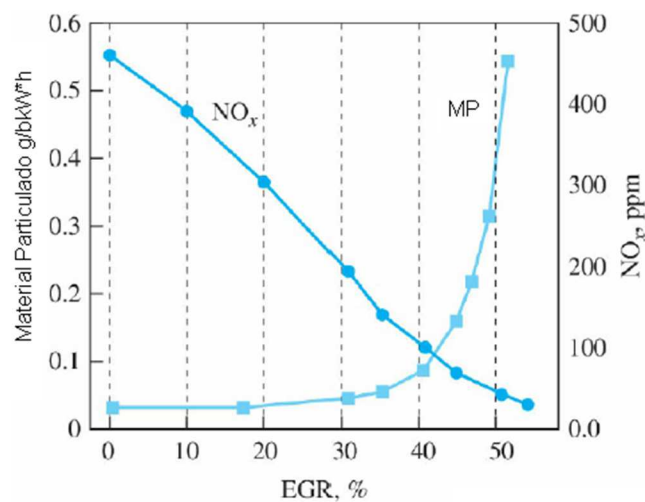
Fonte: Adaptado DELTON, (2004).

3.5.14 Recirculação dos gases de escape (*EGR-Exhaust gas recirculation*)

A recirculação dos gases de escape no sistema de admissão é usada para diminuir os índices de óxido de nitrogênio gerados no processo de combustão. Este método preenche o volume anteriormente disponível somente para oxigênio com dióxido de carbono (gás inerte), atuando como um diluente e diminuindo a temperatura de combustão, acarretando na redução das emissões de NO_x . O uso de EGR mostra melhor eficiência em cargas baixas e médias, apresentando uma redução nas emissões de NO_x e HC, mas em plena carga gera um aumento sensível nas emissões de CO (BRUNETTI, 2012).

A Figura 19 apresenta os efeitos típicos em motores de ignição por compressão, entre a relação nas emissões de NO_x e MP com a proporção de EGR utilizada, mostrando que altos níveis de diluição geram elevados índices de MP, que podem ser justificados em virtude das baixas porcentagens de oxigênio na mistura ar/combustível (HEYWOOD, 2018).

Figura 19 - Proporção de EGR na geração de emissões.



Fonte: Adaptado HEYWOOD, (2018).

3.5.15 Sobrealimentação (*Boost*)

A potência de um motor pode ser limitada pela quantidade máxima e eficiente de combustível queimado dentro dos cilindros, sendo esta por vezes limitada pela quantidade de oxigênio admitido. O uso de compressor de sobrealimentação tem

como principal objetivo o aumento de potência do motor, através da compressão do ar aspirado em densidade ambiente antes que o mesmo entre no cilindro, assim gerando um aumento da quantidade de oxigênio permitindo que mais combustível possa ser queimado com eficiência, logo gerando maior potência do mesmo (HEYWOOD, 2018).

3.6 INÍCIO DO PROCEDIMENTO DE ENSAIOS

Após o comissionamento da bancada e da definição dos parâmetros de ensaios a serem seguidos, foi iniciado os testes com diesel, com objetivo de levantar o mapa de operação do motor e definir o ensaio *baseline*. Posteriormente os ensaios seguiram em modo dual utilizando diesel + etanol. Ao término dos ensaios com o motor operando em modo *RCI* e *dual-fuel* por fumegação, foram feitas a análises dos resultados, comparando-os com a operação do motor em ciclo Diesel convencional (ensaio *baseline*), promovendo a discussão, conclusão da pesquisa e indicação de trabalhos futuros conforme capítulo a seguir.

4 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados obtidos seguindo a metodologia proposta na pesquisa.

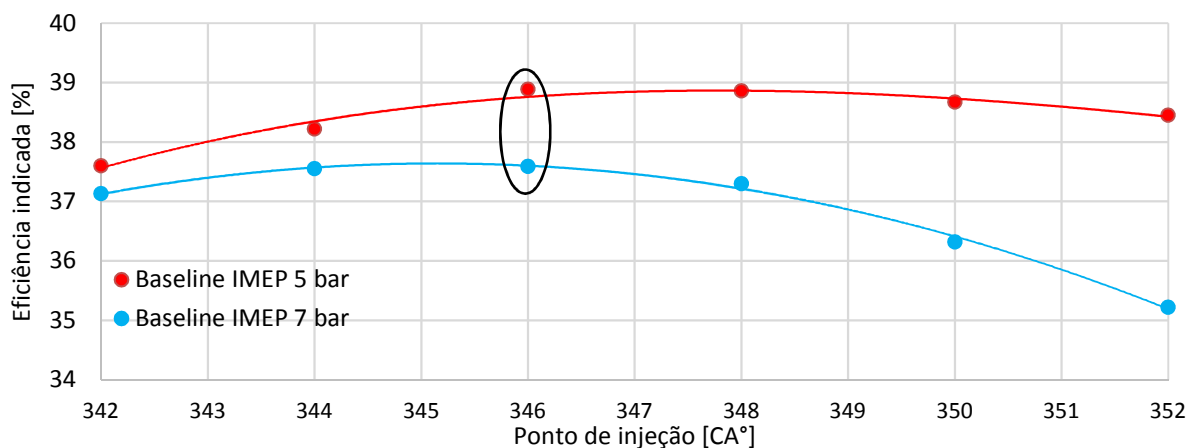
4.1 ENSAIOS

Neste subcapítulo serão apresentados os resultados dos ensaios feitos em ciclo Diesel convencional, que serviram como ensaio base do motor, a fim de conhecer as características do mesmo e sequentemente a operação em combustão de duplo combustível (diesel/etanol).

4.1.1 Mapa do motor em operação diesel convencional (ensaio *baseline*)

Os ensaios com diesel ocorreram conforme parâmetros anteriormente citados no item 3.5 no capítulo de materiais e métodos. Para estas condições de ensaios, *COV IMEP* se manteve próximo a 1%. O ponto de injeção de diesel foi analisado de 342° a 356° antes do ponto morto superior, com intervalo de 2°, conforme Figura 20. O ponto que apresentou melhor eficiência indicada para as cargas ensaiadas foi de 346°APMS, gerando eficiência indicada de 39% para a carga de *IMEP* de 5 bar e 38% *IMEP* de 7 bar.

Figura 20 - Eficiência indicada ensaio *baseline* (1800rpm). Para fim de melhor visualização, apenas, os pontos experimentais discretos receberam uma linha de tendência.

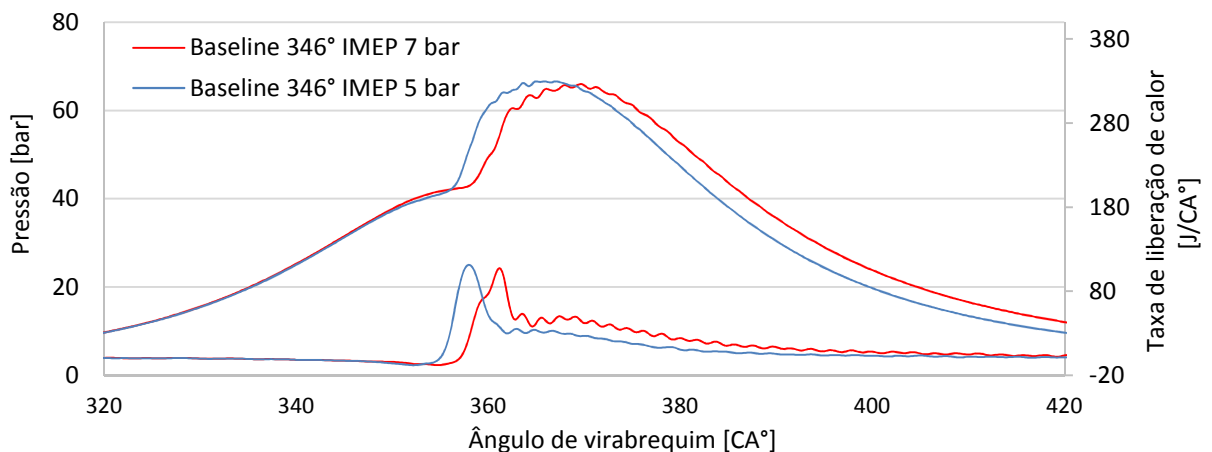


Fonte: Autor, (2020).

O ponto de injeção 346°APMS, foi o de melhor resultado no que diz respeito à eficiência indicada, sendo este a referência de ensaio linha de base (*baseline*) para a sequência do trabalho. A Figura 21 apresenta os traços de pressão obtidos neste ponto de injeção, onde pode-se visualizar uma pequena mudança na inclinação da curva de pressão no cilindro no momento da injeção de diesel no ciclo de compressão, traço de pressão típicos de motores ciclo diesel.

Através da inclinação da curva pelo ângulo de manivela é também possível identificar o atraso em graus entre o início da injeção de combustível e o início da combustão. Outro ponto de possível identificação é a duração em graus entre o início da injeção e o pico máximo de pressão no cilindro (CA_pmax), que fica em 5,4° a cargas de *IMEP* 5 bar e 9° para a carga de 7 bar.

Figura 21 - Traço de pressão e taxa de liberação de calor ensaio baseline.



Fonte: Autor, (2020).

A Figura 21, também mostra a taxa de liberação de calor para as cargas de *IMEP* 5 e 7 bar. Nela pode-se visualizar os atrasos e estágios da combustão, identificando também o início da injeção de combustível, juntamente com a perda de calor gerada dentro da câmara de combustão, em virtude do resfriamento gerado pelo spray de diesel e da troca de calor com as paredes internas do cilindro. Em seguida pode-se observar um rápido pico de liberação de calor, que ocorre devido à mistura estar rica em combustível no estágio chamado de combustão pré-misturada, que tem duração de poucos graus de ângulo de manivela e gera um pico de pressão elevado no cilindro.

Após o estágio de combustão pré-misturada ocorre o estágio de combustão difusiva, que possui forma mais acentuada e duradoura chegando a liberar cerca de 90% da energia do combustível.

O último estágio da combustão que se visualiza é de combustão tardia ou fim da combustão. Nele a liberação de calor ainda continua, mas de forma baixa e decrescente à medida que o curso de expansão avança.

A duração da combustão em graus da árvore de manivelas nas duas cargas analisadas é descrita pelos valores de (CA10), representando 10% da massa queimada, (CA50), 50% da massa queimada e (CA10_90), como duração total da combustão. A Tabela 8 nos mostra que a combustão do ensaio com carga de *IMEP* 5 bar ocorreu de forma adiantada em 3° em relação a de *IMEP* 7 bar, e apresenta também que o aumento da carga do motor é diretamente proporcional a uma combustão com maior duração. Nela também pode-se visualizar os valores referentes ao consumo específico indicado e potência indicada das respectivas cargas, assim como outros parâmetros obtidos nos testes.

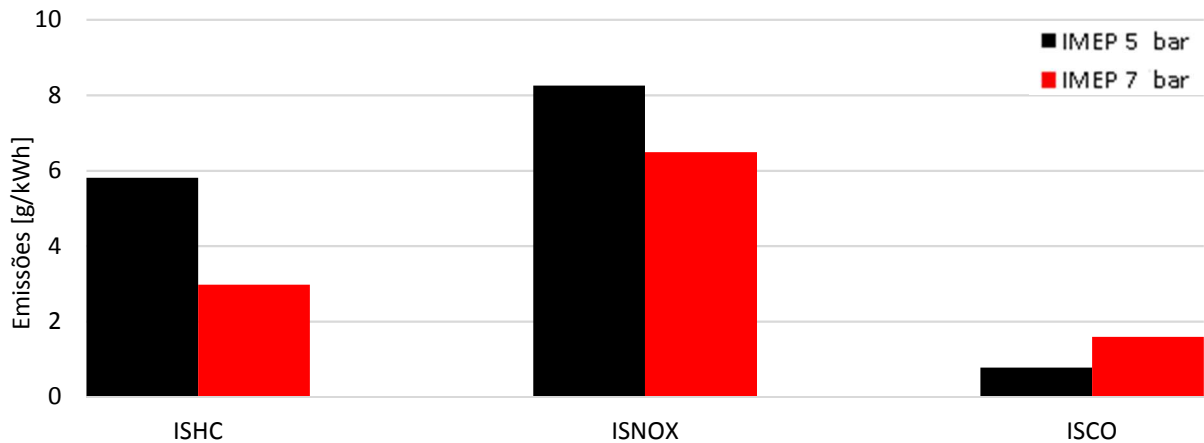
Tabela 8 - Síntese dos dados obtidos com ensaio *baseline*.

<i>Baseline</i>										
<i>IMEP</i> [bar]	COV [%]	λ	CA_pmax [CA°]	Pmax [bar]	dp/dTheta [CA°]	CA10 [CA°]	CA50 [CA°]	CA10_90 [CA°]	ISFC [g/kWh]	Pot. Indicada [kW]
5,0	0,8	2,1	9	67	7,1	-1	6	25	217	7,77
6,9	1,0	1,5	5	66	6,3	2	12	32	234	10,84

Fonte: Autor, (2020).

A Figura 22 apresenta os resultados de emissões analisadas na exaustão do motor sem qualquer tipo de pós tratamento para as duas cargas ensaiadas, atingindo índices de ISHC e ISNO_x superiores para *IMEP* 5 bar, podendo estes ser justificados pela não homogeneidade da misturas em baixas cargas, proporcionando zonas ricas em combustível e elevando os níveis dos respectivos elementos. Já as emissões de ISCO foram superiores para *IMEP* 7 bar em virtude da diminuição do oxigênio dentro da câmara de combustão. A temperatura de combustão ficou em 1660K para *IMEP* 5 bar e 1730K para *IMEP* de 7 bar, com ambos os ensaios atingindo eficiência de combustão de 98%.

Figura 22 - Emissões *IMEP* 5 e 7 bar no ensaio *baseline* (1800rpm).



Fonte: Autor, (2020).

O controle de emissões de motores de motogeradores, motores marítimos e motores estacionários ainda não é uma realidade rigorosa em nosso país, pois não há regulamentações ambientais específicas no que diz respeito a estes dispositivos como há para motores veiculares. A fim de comparação, e conforme citado na Tabela 3, os índices máximos de emissões estabelecidos pelo PROCONVE para máquinas agrícolas foram ultrapassados quando somados ISHC e ISNO_x, para máquinas entre 19kW e 37kW, atingindo um total de 14,6 g/kWh para carga de *IMEP* 5 bar e 9,45 g/kWh para *IMEP* 7 bar. Já os índices de ISCO para ambas as cargas se mantiveram abaixo do estabelecido, com 0,77 g/kWh para *IMEP* 5 bar e 1,59 para *IMEP* de 7 bar.

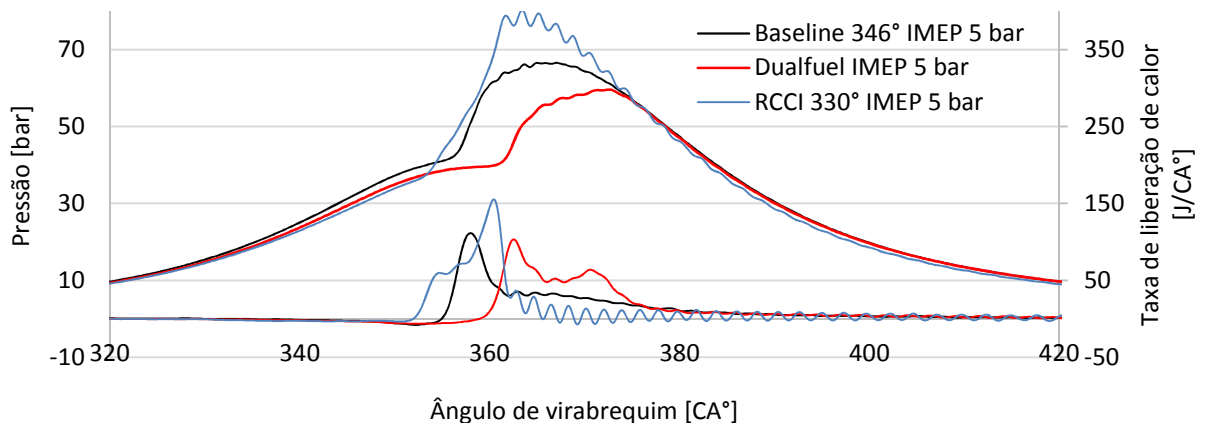
4.1.2 Ensaio *RCCI* e *dual-fuel* por fumação *IMEP* 5 bar.

Após a obtenção do mapa do motor operando em ciclo diesel convencional, iniciaram-se os testes em operação *RCCI* com ponto de injeção a 330° (ponto de injeção adiantado para que haja uma mistura homogênea entre o combustível e o ar) e *dual-fuel* por fumação com ponto de injeção a 346°. Os parâmetros de ensaio se mantiveram os mesmos do item 3.4. A apresentação dos resultados obtidos será inicialmente descrita pelos traços de pressão no cilindro, eficiências indicadas e emissões. A Figura 23 apresenta o comparativo entre os traços de pressão do ensaio *baseline*, onde o motor opera em combustão convencional diesel no ponto de melhor eficiência indicada (ponto de 346°) e os modos de combustão com dois combustíveis, ambos na carga de *IMEP* de 5 bar e naturalmente aspirados, sem utilização de

recirculação dos gases de escape. Nesta podemos visualizar para o modo *RCCI*, um traço de pressão similar a um de ciclo Otto, mostrando uma combustão que assemelha a uma de volume constante ocorrendo de forma mais rápida em 12° , juntamente com um aumento no pico de pressão que subiu de 67 bar para 82 bar e adiantada em 2° quando comparado ao ensaio *baseline*. Neste ponto a substituição foi de 73% e a eficiência indicada de 34%.

Já para o ensaio *dual-fuel* por fumegação, o traço de pressão apresentou similaridade com o ensaio *baseline*, mas o modo mostrou menor pressão no cilindro, que pode ser justificado pelo atraso na ignição de 6° . Neste ensaio, assim como o *RCCI*-(NA), a combustão também ocorreu de forma mais rápida em 7° , quando comparada ao ensaio *baseline*, chegando a uma substituição de 68% e atingindo eficiência indicada de 34%.

Figura 23 -Traço de pressão *IMEP* 5 bar *RCCI*, *dual-fuel* e *baseline* (1800rpm).

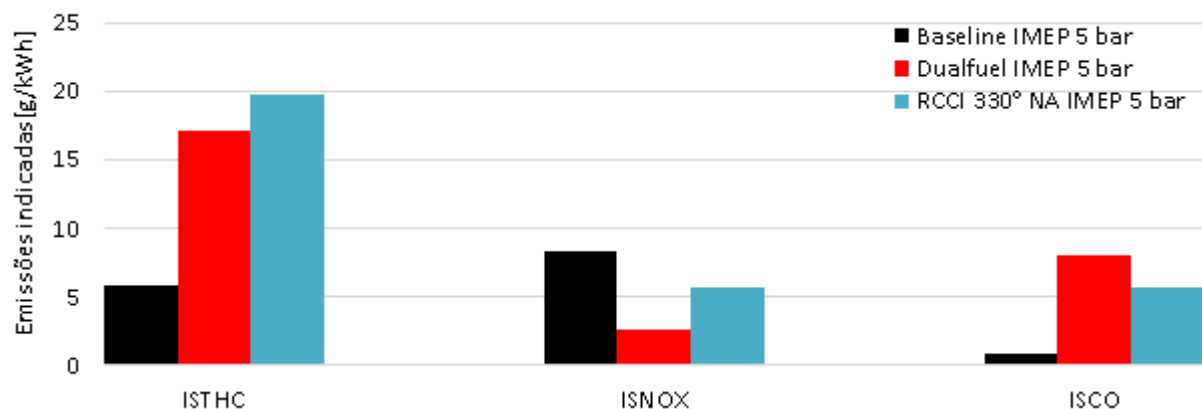


Fonte: Autor, (2020).

A Figura 24 apresenta os índices de emissões geradas na carga de *IMEP* 5 bar pelos ensaios com modos de combustão com dois combustíveis e combustão convencional diesel. Para ambos ensaios, a mistura ar-combustível permaneceu pobre, (λ igual a 2) e com alto nível nas emissões de ISHC e ISCO, que atingiram 19g/kWh de ISHC para o ensaio *RCCI* (NA) *IMEP* 5 bar e 17g/kWh para o ensaio *dual-fuel* por fumegação *IMEP* 5 bar. Já os índices de ISCO, ficaram em 5,7g/kWh para o ensaio *RCCI* (NA) e 8g/kWh para o ensaio *dual-fuel* por fumegação *IMEP* 5 bar. Estes índices são opostos às emissões de ISNO_x, que mostraram redução quando comparados ao ensaio *baseline*. A pouca quantidade de diesel presente na

mistura ar-combustível e alta presença de etanol geram uma baixa progressão na combustão e baixa taxa de oxidação, que é ainda mais dificultada pelo *design* da câmara de combustão, fendas existentes no cilindro e pelo formato do topo do pistão. Esses componentes não são projetados para estes modos de combustão, pois retêm combustível em suas fendas e orifícios, o que gera aumento dos índices de ISTHC, assim como problemas na homogeneização da mistura ar-combustível que levam ao aumento de ISCO, onde, apesar dos ensaios em modo dual apresentarem uma mistura ar-combustível pobre em combustível (Lambda igual a 2), o *design* da câmara de combustão e elementos nela presentes proporcionam zonas de combustão ricas em combustível e de baixa oxidação do mesmo, o que leva ao aumento dos índices em questão quando comparado ao ensaio *baseline*. A grande presença de etanol na mistura ar-combustível também ocasiona uma combustão de baixa temperatura, assim reduzindo os níveis das emissões de ISNO_x, que passaram de 8,25 g/kWh no ensaio *baseline IMEP* 5 bar, para 2,52 g/kWh no ensaio *dual-fuel* por fumeção *IMEP* 5 bar, com temperatura de combustão de 1617K e 5,6 g/kWh de ISNO_x no ensaio *RCCI (NA) IMEP* 5. Apesar da diminuição dos níveis das emissões de NO_x quando comparado ao ensaio *baseline*, o modo *RCCI (NA)* não obteve elevadas reduções deste elemento como o modo *dual-fuel* por fumeção, podendo ser justificado através do acréscimo em sua temperatura de combustão que chegou a 1807K. No que diz respeito a eficiência de combustão nos modos testados, a mesma ficou em 98% para o ensaio *baseline* e 94% para *RCCI(NA)*, assim como para o ensaio *dual-fuel* por fumeção.

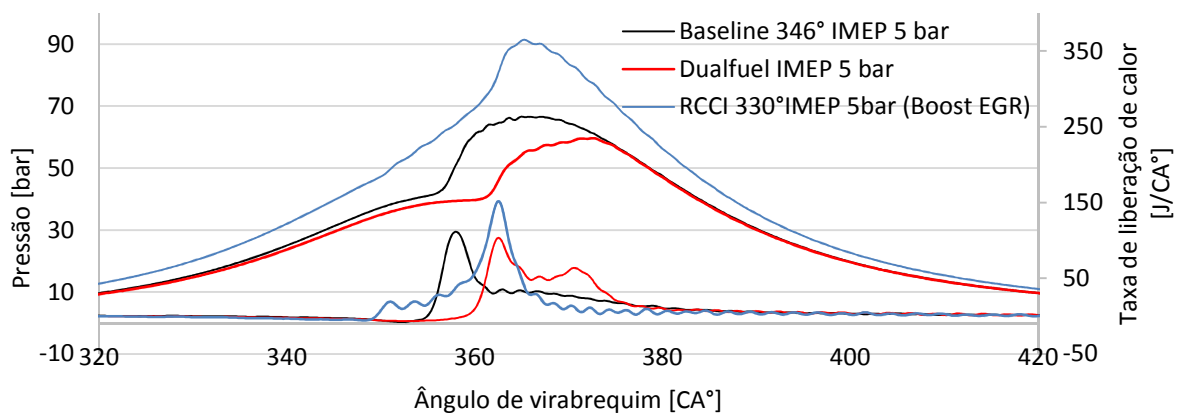
Figura 24 – Emissões para *IMEP* 5 bar, *RCCI (NA)*, *dual-fuel* por fumeção e *baseline* (1800rpm).



Fonte: Autor, (2020).

O modo de combustão *RCCI* foi novamente ensaiado com a utilização de sobrealimentação (*Boost*) e recirculação dos gases de escape (EGR), conforme Figura 25. Devido às limitações mecânicas da unidade de sobrealimentação, a pressão na admissão utilizada foi de 0,4 bar e o percentual de EGR utilizado neste caso foi de 11%. O ensaio demonstrou uma combustão adiantada em 3° e aproximadamente 10° mais rápida, com aumento no pico de pressão que passou de 67 bar na combustão convencional para 92 bar no modo *RCCI* (*Boost* e EGR), mantendo na mesma posição o ângulo de máxima pressão ($CA_{Pmax}=5^{\circ}DPMS$) que o ensaio *baseline*. Neste modo, a combustão não apresenta a fase difusiva característica da combustão convencional diesel (CDC) e sim um estágio de liberação de calor causado pela queima da mistura homogênea seguido por um pico de liberação de calor rápido no momento da combustão. A alta substituição de 92%, aliada ao baixo poder calorífico do etanol (27MJ/Kg) quando comparado ao diesel (43MJ/Kg), associado ao elevado trabalho negativo gerado pela combustão adiantada e uso de diluição com EGR, acarretou em um alto consumo específico indicado de 832 g/kWh e resultando em uma baixa eficiência indicada de 30%.

Figura 25 - Traço de pressão *IMEP* 5 bar *RCCI* (*Boost* e EGR), *dual-fuel* por fumegação e *baseline* (1800rpm).

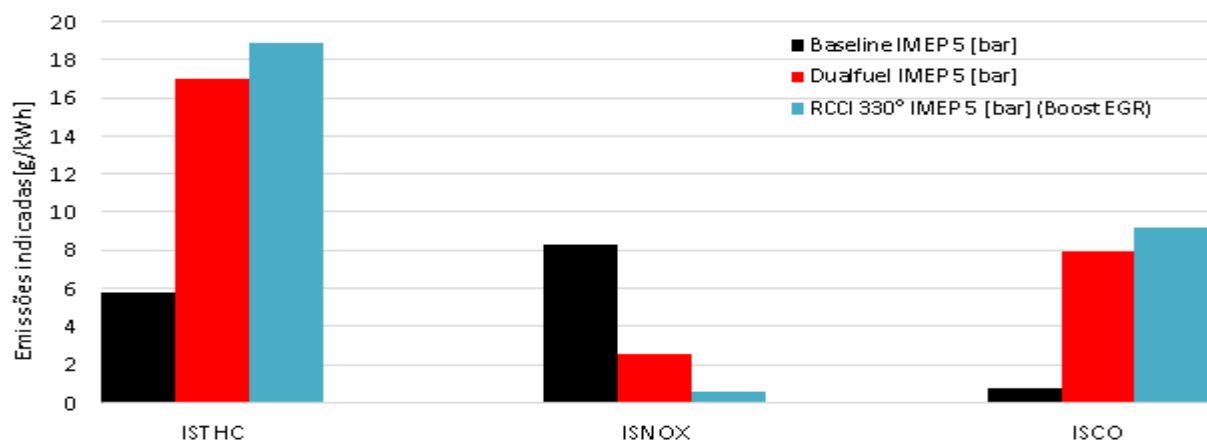


Fonte: Autor, (2020).

A Figura 26 mostra as emissões do ensaio *RCCI* (*Boost* e EGR), em comparativo aos ensaios *baseline* e *dual-fuel* por fumegação em *IMEP* 5 bar. Nele pode-se notar que os índices de ISHC se mantiveram praticamente os mesmos, mas os de ISCO se elevaram quando comparado ao ensaio anterior atingindo 9,18g/kWh, o

que pode ser justificado pelo uso de EGR, com diluição de 11%. Porém, a utilização da mesma e com o auxílio de sobrealimentação, acarretou em uma redução na temperatura de combustão, chegando a mesma em 1506K, assim reduzindo ainda mais os índices de $ISNO_x$ que passaram de 5,6 para 0,62 g/kWh, atingindo eficiência de combustão de 94%. Já o fator lambda se manteve constante em 2 (pobre em combustível) nos três modos de combustão testados.

Figura 26 - Emissões *IMEP* 5 bar, *RCCI* (Boost e EGR), *dual-fuel* por fumação e *baseline* (1800rpm).



Fonte: Autor, (2020).

A Tabela 9 mostra a síntese, assim como dados complementares e comparativos dos resultados obtidos com os ensaios em *IMEP* de 5 bar nos diferentes modos de combustão.

Tabela 9 - Síntese dos dados obtidos com *IMEP* 5 [bar].

Ensaio com <i>IMEP</i> 5 [bar]										
	λ	Pmax [bar]	CA_Pmax [CA°]	CA10 [CA°]	CA50 [CA°]	CA90 [CA°]	10_90 [CA°]	ISFC [g/kWh]	Substituição [%]	Eficiência indicada [%]
CDC	2	67	5	-1	6	24	25	218	XXX	39
Dual-fuel	2	60	12	4	9	22	18	352	68	34
RCCI 330 (NA)	2	82	3	-4	1	10	12	357	73	34
RCCI 330 (Boost EGR)	2	92	5	-4	4	12	15	832	92	30

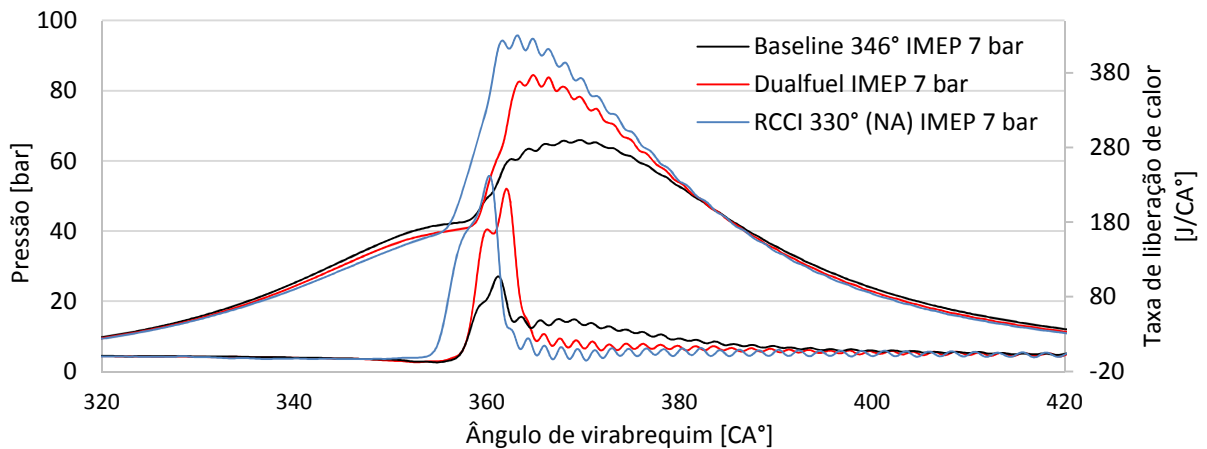
Fonte: Autor, (2020).

4.1.3 Ensaios *RCCI* e *dual-fuel* por fumegação *IMEP* 7 bar.

Para a carga de *IMEP* 7 bar, conforme Figura 27, o ensaio *RCCI*-(NA) mostrou uma combustão adiantada em aproximadamente 4° e mais rápida em 17° em relação ao ensaio *baseline*, com um aumento na pressão do cilindro de 33 bar, atingindo o valor máximo de pressão no cilindro de 99 bar. A substituição máxima atingida foi de 79% e a eficiência indicada de 34%. O traço de pressão manteve a mesma característica do ensaio *RCCI* anterior com *IMEP* 5 bar, apresentando similariedade com uma curva de pressão ciclo Otto de volume constante, mas com a curva de liberação de calor exibindo um rápido pico de liberação de energia, assim como a ausência da fase de difusão característica da combustão convencional diesel. Isso pode ser justificado pelas características da combustão *RCCI*, que possui uma mistura homogenizada do combustível de baixa reatividade com o ar e ocorre rapidamente após a autoignição dada pelo combustível de alta reatividade, o diesel.

No ensaio em operação *dual-fuel* por fumegação, a pressão no cilindro se elevou e alcançou pico máximo de 85 bar, apresentando uma combustão levemente adiantada em 2° e de liberação de calor instantânea, sendo ela 8° mais rápida quando comparado ao ensaio *baseline*. A substituição neste ponto ficou em 50%, mantendo uma eficiência indicada de 37%, muito similar ao ensaio *baseline*.

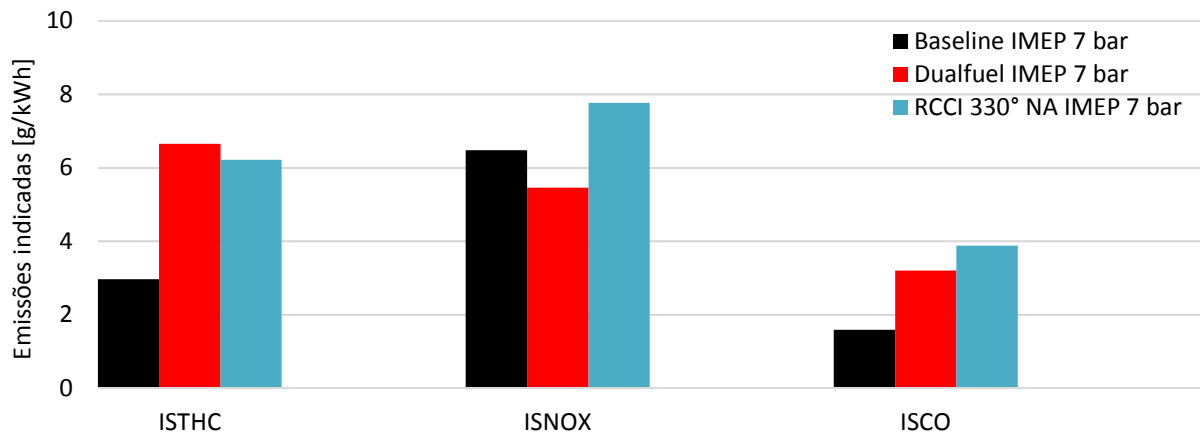
Figura 27 - Traço de pressão *IMEP* 7 bar *RCCI* (NA), *dual-fuel* por fumegação e *baseline* (1800rpm).



Fonte: Autor, (2020).

A Figura 28 apresenta as emissões referentes aos ensaios com *IMEP* 7 bar nos diferentes modos de combustão, com mistura ar-combustível pobre (λ igual a 1,5) para os ensaios com duplo combustível. Com o aumento da carga imposta no motor, os níveis das emissões ISCO mostraram uma leve redução quando comparados ao ensaio de *IMEP* 5 bar, mas ainda se mostram elevados quando comparados ao ensaio *baseline*, ficando os mesmos em 3,88g/kWh para o ensaio *RCCI* (NA) *IMEP* 7 bar e 3,2g/kWh para o ensaio *dual-fuel* por fumegação *IMEP* 7 bar, porém em contrapartida os índices referentes ao ISHC apresentaram brusca redução quando comparado ao ensaio anterior em *IMEP* 5 bar, passando para 6,21g/kWh no ensaio *RCCI* (NA) *IMEP* 7 bar e 6,65g/kWh no ensaio *dual-fuel* por fumegação *IMEP* 7 bar, mas apesar da redução ainda se mantém com valores superiores ao ensaio *baseline*. Sugere-se que estas reduções possivelmente ocorram pelo aumento da pressão média efetiva imposta no motor e em virtude desta uma melhor homogeneidade da mistura ar-combustível, acarretando em uma melhor queima dos combustíveis dentro da câmara de combustão, não ocasionando zonas ricas em combustível e assim proporcionando um aumento na eficiência de combustão, que anteriormente era de 94% para 97%. Já os índices de ISNO_x, no modo *dual-fuel* por fumegação, tiveram um aumento em comparação à carga anteriormente testada mas ainda menores em quando comparados ao ensaio *baseline*. Para esta condição de carga, o modo *RCCI*-(NA), apesar da alta substituição de 79%, não apresentou baixos índices de ISNO_x que eram esperados, e sim níveis superiores ao ensaio *baseline*. Isso pode ser justificado através da alta temperatura de combustão gerada neste ensaio, que foi de 2152K, necessitando assim de otimização no modo de combustão para alcançar os níveis esperados do elemento em questão.

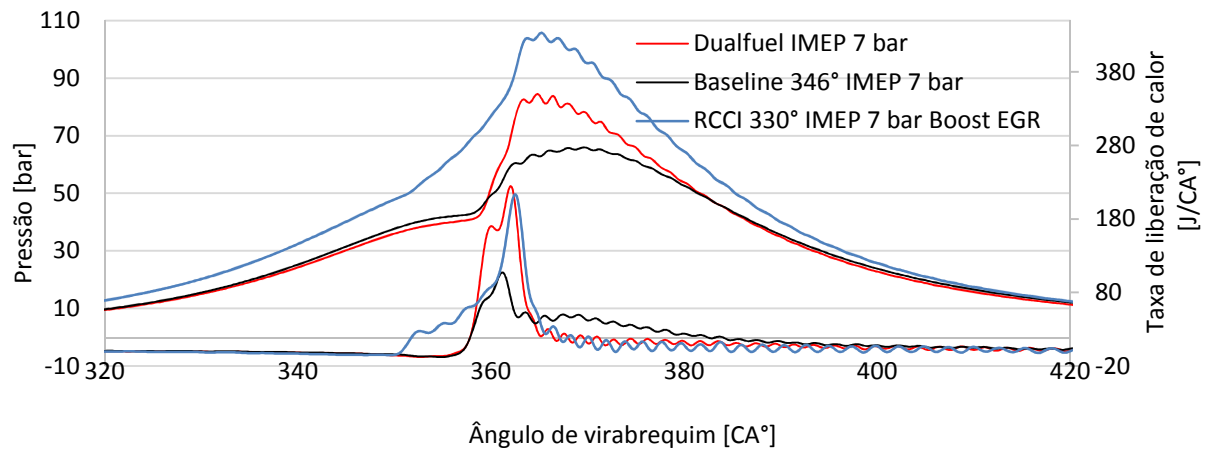
Figura 28 – Emissões *IMEP 7 bar, RCCI (NA), dual-fuel* por fumação e *baseline* (1800rpm).



Fonte: Autor, (2020).

Assim como na carga anteriormente ensaiada, foi também testada a utilização de sobrealimentação (*Boost*) e recirculação dos gases de escape (EGR) no modo *RCCI*, com pressão na admissão de 0,4 bar (restringida por limitações mecânicas da unidade de sobrealimentação) e percentual de EGR alcançado de 5%. Nesta configuração a combustão se mostrou adiantada 5° e 18° mais rápida em relação ao ensaio *baseline*, com um aumento no pico de pressão que passou de 66 bar para 108 bar. Como a Figura 29 mostra, neste modo de combustão, assim como na carga de *IMEP 5 bar (Boost e EGR)*, que a combustão não apresentou a fase difusiva característica da combustão convencional diesel (CDC) e sim um estágio de liberação de calor graduativo causado pela queima da carga pré-misturada, seguida por um rápido pico de liberação de calor no momento da combustão. A taxa de substituição foi de 72%, com um alto consumo específico de 440 g/kWh, sendo o mesmo responsável pela penalidade na eficiência indicada, esta que ficou em 33%, resultado que pode ser justificado pelos mesmos motivos do ensaio anteriormente citado, sendo eles, a alta taxa de substituição aliado ao menor poder calorífico do combustível de maior proporção na mistura, assim como o elevado trabalho negativo gerado pela combustão adiantada.

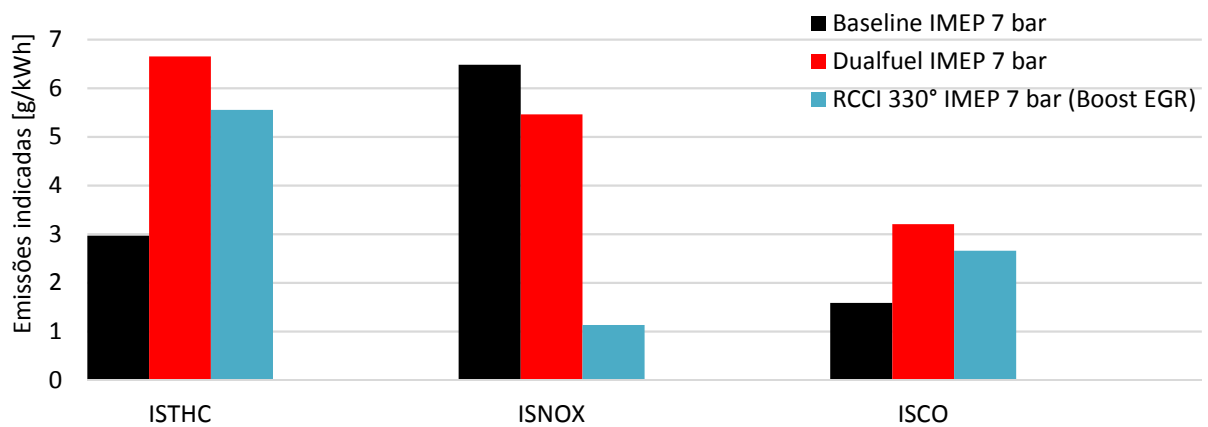
Figura 29 - Traço de pressão IMEP 7 bar *RCCI* (*Boost* e *EGR*), *dual-fuel* por fumação e *baseline* (1800rpm).



Fonte: Autor, (2020).

Para esta configuração, a mistura ar-combustível assim como os demais ensaios dual, se mostrou pobre em combustível (λ igual a 2). Já os níveis de emissões de ISHC e ISCO tiveram uma leve redução, sem diferença significativa, em relação ao ensaio anterior *RCCI*-(NA). A diferença notável é o baixo índice de ISNO_x que ficou em 1,13 g/kWh, atingindo assim o índice de menor valor nos diferentes modos de combustão testados na carga em questão, e mantendo eficiência de combustão em 97%. Esse baixo índice pode se dar ao fato do uso de diluição de EGR, que mesmo em uma pequena fração de 5% auxiliou na diminuição da temperatura de combustão, reduzindo a mesma para 1740K acarretando na redução deste elemento. A Figura 30 apresenta as emissões do ensaio *RCCI* (*Boost* e *EGR*), em comparativo aos ensaios *baseline* e *dual-fuel* por fumação em *IMEP* 7 bar.

Figura 30 – Emissões *IMEP* 7 bar, *RCCI* (NA), *dual-fuel* por fumação e *baseline* (1800rpm).



Fonte: Autor, (2020).

A Tabela 10 mostra a síntese, assim como dados complementares e comparativos dos resultados obtidos com os ensaios em *IMEP* de 7 bar nos diferentes modos de combustão.

Tabela 10 - Síntese dos dados obtidos com *IMEP* 7 [bar].

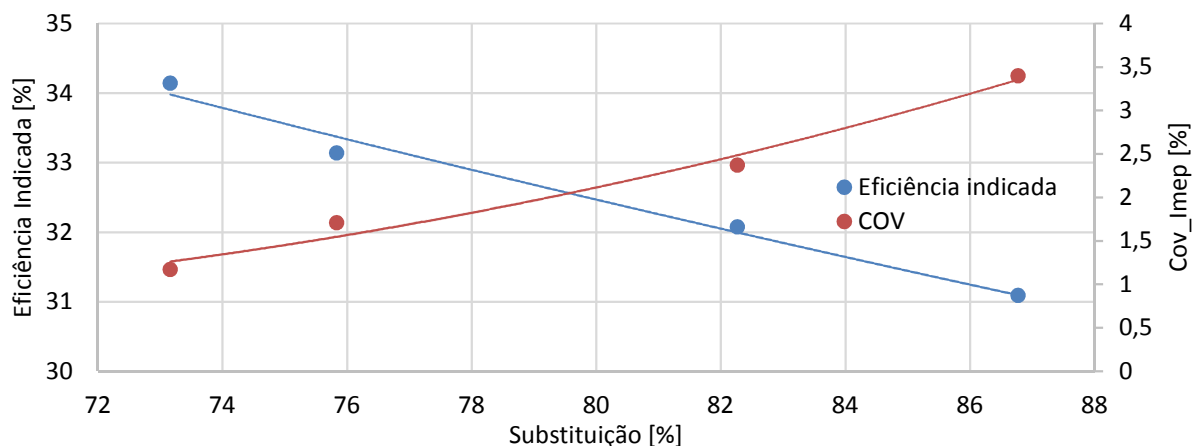
Ensaio com <i>IMEP</i> 7 [bar]										
	λ	Pmax [bar]	CA_Pmax [CA°]	CA10 [CA°]	CA50 [CA°]	CA90 [CA°]	10_90 [CA°]	ISFC [g/kWh]	Substituição [%]	Eficiência indicada [%]
CDC	1,5	66	9	2	12	33	32	234	XXX	38
Dual-fuel	1,5	85	5	1	4	25	24	292	50	37
RCCI 330 (NA)	1,5	100	3	-2	1	13	15	306	79	34
RCCI 330 (Boost EGR)	2	108	5	-3	-4	11	14	440	72	33

Fonte: Autor, (2020).

Como o objetivo da pesquisa foi buscar atingir máxima substituição nos ensaios com duplo combustível, um ensaio complementar para verificação do comportamento da eficiência indicada em função da substituição de etanol foi efetuado. Os ensaios feitos utilizando o modo de combustão *RCCI* 330° (NA) variaram entre 73% e 86% de substituição. Não foi possível obter substituição inferior a 73%, em virtude de combustão muito rápida, com altas taxas de liberação de calor, similares a *knocking*,

decorrente da alta quantidade de diesel na mistura e sua injeção prematura. Já com o aumento na taxa de substituição, o coeficiente COV_{IMEP} também se eleva gradativamente e para valores de acima de 86%, a combustão se torna atrasada e instável, devido à alta presença de etanol, impossibilitando ensaios acima desta condição. Conforme apresenta a Figura 31, os resultados obtidos mostram que a eficiência indicada apresentou variação de 9% ao longo da faixa analisada, mostrando queda ao passo que a substituição aumenta, sugerindo que para obtenção de melhores resultados seria necessário a otimização da injeção do combustível de alta reatividade, com um ou mais pontos de injeção de diesel.

Figura 31 - Efeito da taxa de substituição na eficiência indicada, $IMEP$ 5 bar, $RCCI$ (NA). Para fim de melhor visualização, apenas, os pontos experimentais discretos receberam uma linha de tendência.

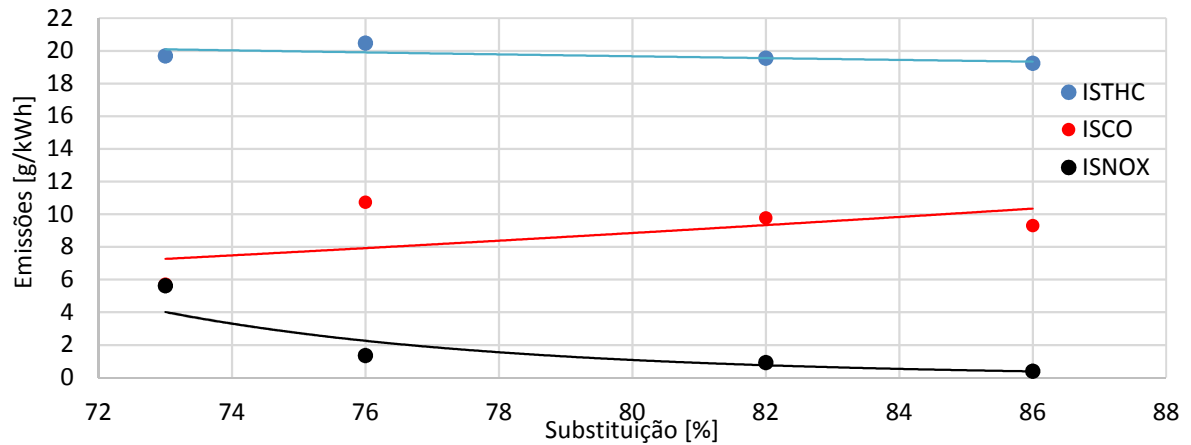


Fonte: Autor, (2020).

Outro ensaio complementar efetuado foi sobre o efeito da substituição em relação aos índices de emissões, conforme Figura 32. As condições dos testes foram as mesmas anteriormente citadas, e os resultados mostraram λ constante em 2 (pobre em combustível), com os índices de $ISTHC$ se mantendo em entre 19 e 20 g/kWh ao longo da faixa de substituição testada. Já os índices de $ISCO$ se elevaram de 5,7 g/kWh para cerca de 9,7 g/kWh quando aumentada a taxa de substituição. Este acréscimo se deve a não homogeneidade da mistura ar-combustível devido ao *design* da câmara de combustão e alta presença de etanol, gerando menor temperatura de combustão e resultando em taxas de oxidação mais lentas, assim elevando este índice de emissões. Logo, este acréscimo de etanol e a diminuição da temperatura de combustão, também ocasionaram a queda dos níveis de $ISNO_x$ de 5,6 g/kWh para

0,38 g/kWh, quando atingida a taxa de 86% de substituição, mostrando que o aumento da substituição é realmente efetivo em reduzir emissões de NO_x .

Figura 32 – Efeito da taxa de substituição nas emissões, *IMEP* 5 bar, *RCCI*-(NA). Para fim de melhor visualização, apenas, os pontos experimentais discretos receberam uma linha de tendência.



Fonte: Autor, (2020).

CONCLUSÕES

A presente pesquisa teve por objetivo avaliar o desempenho de um motor de ciclo Diesel operando em combustão *RCCI* e *dual-fuel* por fumegação a 1800 rpm com cargas de *IMEP* 5 e 7 bar, utilizando diesel como combustível de alta reatividade e etanol como combustível de baixa reatividade, buscando-se a operação com o máximo de etanol possível a fim de reduzir o impacto ambiental decorrente do uso de combustíveis fósseis.

Dentre os objetivos específicos da pesquisa estão o desenvolvimento, construção e montagem de uma bancada experimental para análise e aquisição de dados do motor, bem como os testes de funcionamento e coleta de dados da operação no ciclo Diesel (ensaio *baseline*), obtendo assim o mapa operacional nesta condição. O mapa *baseline* serviu como base comparativa dos testes *RCCI* e *dual-fuel* por fumegação.

Os resultados apresentados foram selecionados após inúmeros ensaios no decorrer da pesquisa e diferentes configurações utilizadas buscando a melhoria do *setup* experimental.

Como conclusões dos ensaios realizados pode-se afirmar que:

- a) A combustão *RCCI* em geral apresentou maiores valores na pressão do cilindro, combustão adiantada e de menor duração quando comparada ao ensaio *baseline*.
- b) A operação com duplo combustível (*RCCI* e *dual-fuel* por fumegação) mostrou em geral aumento nos índices de ISCO e ISTHC, mas trouxe redução na formação de ISNO_x em todos os ensaios efetuados, podendo esta chegar a 93% de redução, mostrando melhores resultados com o aumento da taxa de substituição, com exceção do ensaio *RCCI*-(NA) na carga de *IMEP* 7 bar.
- c) O modo de combustão *RCCI*-(NA) apresentou uma combustão adiantada e com menor duração em relação ao ensaio *baseline*, porém sem redução nos níveis de emissões de ISNO_x na carga de *IMEP* 7 bar devido à alta temperatura de combustão atingida.

- d) A utilização de sobrealimentação e recirculação dos gases de escape no modelo *RCCI* não trouxe redução nos níveis de ISCO e ISTHC, entretanto apresentou elevadas reduções na formação de ISNO_x, chegando elas a 93% na carga de *IMEP* de 5 bar e 83% para *IMEP* 7 bar, porém com penalidade na eficiência indicada de 23% e 13% para respectivas.
- e) O uso de EGR não gerou atrasos na ignição como era esperado, muito provavelmente pela baixa quantidade de diluição atingida nos experimentos, mas auxiliou na redução da temperatura de combustão.
- f) A configuração *dual-fuel* por fumegação mostrou uma combustão de menor duração em relação ao ensaio *baseline*, com penalidade de 13% na eficiência indicada no ensaio de *IMEP* 5 bar, entretanto a mesma se manteve constante em 37% no ensaio de *IMEP* 7 bar. A redução na formação de ISNO_x ficou em 69% em *IMEP* de 5 bar e 16% em *IMEP* de 7 bar, porém ambas com aumento de ISCO e ISTHC.
- g) Devido ao menor poder calorífico do etanol, em operação com grandes substituições o consumo específico aumentou consideravelmente, impactando na eficiência indicada.
- h) O ensaio de substituição em modo *RCCI*-(NA) com *IMEP* 5 bar, que variou a taxa de substituição entre 73% até 86%, mostrou ao longo do aumento da taxa de substituição índices de ISTHC constantes, aumento nos índices de ISCO e redução de ISNO_x. A eficiência indicada também foi impactada, apresentando uma redução de 9% ao passo que o diesel era substituído pelo etanol.
- i) A utilização de injeção mecânica de baixa pressão e de um único evento (*spray* único) e com baixa qualidade de *spray* quando comparada aos modelos atuais, aliada ao *design* da câmara de combustão e os elementos nela presente, não favoreceram a atomização e homogeneização dos combustíveis nos ensaios com duplo combustível, ocasionando elevados picos de pressão e estreitas faixas de trabalho, assim não gerando os ganhos esperados de eficiência indicada.

- j) O Brasil segue como um dos líderes mundiais na produção de etanol, sendo este uma grande e sustentável alternativa para reduzir emissões de carbono e gases poluentes. O uso de etanol, aplicado aos modos de combustão de duplo combustível (*RCCI* e *dual-fuel* por fumação), reduz o consumo de combustíveis fósseis e oferece grande potencial para minimizar os índices de emissões de $ISNO_x$ e reduzir a necessidade de pós-tratamento com SCR (redução seletiva catalítica) em motores ciclo Diesel, porém, no geral, mostra aumento nos índices de ISHC e ISCO, assim como penalidade no que diz respeito ao consumo específico, acarretando em baixa eficiência indicada nos modos testados.
- k) O modelo dual elevou os índices de ISHC e ISCO, porém o emprego de catalizadores de oxidação pode levar a redução destes valores, esses com menor custo em comparação ao pós-tratamento com SCR.

DIFICULDADES ENCONTRADAS E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Uma das limitações operacionais encontradas foi o fato de o motor utilizar sistema de injeção mecânica de baixa pressão e *spray* único, assim limitando a faixa de utilização do motor quando aplicado o modo de combustão de duplo combustível. Outra grande dificuldade encontrada foi na operação da unidade de sobrealimentação, apresentando inúmeros problemas de funcionamento durante os ensaios, como vazamentos de óleo e correias estouradas, ocasionando por vezes dias perdidos de ensaios em virtude de manutenções na unidade, gerando insegurança em sua operação e fazendo assim com que seu uso fosse restringido a alguns minutos para que não houvesse maiores agravações em seu funcionamento. Os resultados desta pesquisa podem ser aprimorados através do desenvolvimento de trabalhos futuros na área. A otimização do sistema de injeção do combustível de alta reatividade passando para múltiplas injeções de diesel através de um sistema de injeção *Common Rail* seria uma das sugestões para o desenvolvimento destes trabalhos, assim como a melhoria da unidade de sobrealimentação juntamente com o cálculo do trabalho de seu compressor que não foi levado em consideração nesta pesquisa. Outro ponto que se

mostra pertinente seria o fato de um sistema de medição de combustível automatizado, visto que para efetuar os ensaios com duplo combustível é necessário de no mínimo três operadores, um para cada bureta de combustível e outro na operação de controle do motor pela interface do LabVIEW ®. Como a medição dos índices de emissões foi feita sem qualquer tipo de pós-tratamento, também se faz interessante no futuro a utilização de catalizadores de oxidação para redução dos índices de ISHC e ISCO e medições dos gases de exaustão na saída do mesmo.

REFERÊNCIAS

- BARROS, Aidil J. da S.; LEHFELD, Neide A. de S. **Fundamentos da Metodologia Científica: Um Guia para a Iniciação**. 2. ed. São Paulo: Makron Books, 2000.
- BENAJES, Jesús et al. Benefits of E85 versus gasoline as low reactivity fuel for an automotive diesel engine operating in reactivity controlled compression ignition combustion mode. **Energy Conversion and Management**, v. 159, p. 85-95, 2018.
- BENAJES, Jesús et al. Effects of direct injection timing and blending ratio on RCCI combustion with different low reactivity fuels. **Energy Conversion and Management**, v. 99, p. 193-209, 2015.
- BILHÃO, Joelson Almeida et al. VIABILIDADE TÉCNICO-ECONÔMICA DO USO DO ETANOL SUPER-HIDRATADO EM MOTORES DE CICLO OTTO. 2015.
- BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. v.1, Editora Edgar Blucher Ltda., São Paulo, 2012.
- CERVO, Amado L.; BERVIAN, Pedro A. **Metodologia Científica**. 5. ed. São Paulo: Prentice Hall, 2002
- CONAB - COMPANHIA NACIONAL DE ABASTECIMENTO. **Últimas notícias**. Brasil, 2018. Disponível em: <<https://www.conab.gov.br/ultimas-noticias/2347-primeiro-levantamento-da-cana-aponta-nova-queda-do-acucar-e-aumento-do-etanol>>. Acesso em 27 de set. de 2018.
- CRESWELL, John W. **Projeto de Pesquisa: Métodos Qualitativos Quantitativos e Mistos**. 3. ed. Rio Grande do Sul: ARTMED, 2010.
- DE CARVALHO SOUZA JR, João Andrade. **Emissões em processos de combustão**. São Paulo: Unesp, 2003.
- DELTON, Tom. **Automobile Electrical and Electronic Systems**. 1. ed. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.
- DEMPSEY, Adam B. et al. Comparison of low temperature combustion strategies for advanced compression ignition engines with a focus on controllability. **Combustion Science and Technology**, v. 186, n. 2, p. 210-241, 2014.
- DEMPSEY, Adam B. et al. Reactivity controlled compression ignition using premixed hydrated ethanol and direct injection diesel. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 134, n. 8, p. 082806, 2012.
- DESLANDES, Suely F.; GOMES, Romeu.; MINAYO, Maria C. de S. **Pesquisa Social: Teoria, Método e Criatividade**. Rio de Janeiro: Vozes, 2009.
- EPE - EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Publicações de dados abertos**. Brasil, 2019. Disponível em: <<http://epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2018>>. Acesso em 20 de nov. 2018.

FAGUNDEZ, J. L. S. et al. Determination of optimal wet ethanol composition as a fuel in spark ignition engine. **Applied thermal engineering**, v. 112, p. 317-325, 2017.

FANG, Qiang et al. Effects of ethanol-diesel-biodiesel blends on combustion and emissions in premixed low temperature combustion. **Applied thermal engineering**, v. 54, n. 2, p. 541-548, 2013.

GERHARDT, Tatiana E.; SILVEIRA, Denise T. **Métodos e Técnicas de Pesquisa**. 1. ed. Rio Grande do Sul: UFRGS, 2009.

GIL, Antonio Carlos. **Métodos e técnicas de pesquisa social**. 6. ed. Editora Atlas SA, 2008.

GUZZELLA, Lino; ONDER, Christopher. **Introduction to modeling and control of internal combustion engine systems**. Berlin: Springer Science & Business Media, 2010.

HEYWOOD, John. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 2. ed. Massachusetts: McGraw-Hill Education, 2018.

HUANG, Jincheng et al. Experimental investigation on the performance and emissions of a diesel engine fuelled with ethanol-diesel blends. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 11-12, p. 2484-2490, 2009.

IBAMA - MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Emissões**. Brasil, 2019. Disponível em: <<http://www.ibama.gov.br/emissoes/veiculos-automotores/programa-de-controle-de-emissoes-veiculares-proconve>>. Acesso em: 25 de fev. 2019.

IMRAN, A. et al. Review on alcohol fumigation on diesel engine: a viable alternative dual-fuel technology for satisfactory engine performance and reduction of environment concerning emission. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 26, p. 739-751, 2013.

IMTENAN, S. et al. Impact of low temperature combustion attaining strategies on diesel engine emissions for diesel and biodiesels: a review. **Energy Conversion and Management**, v. 80, p. 329-356, 2014.

IŞIK, Mehmet Zerrakki; AYDIN, Hüseyin. Analysis of ethanol RCCI application with safflower biodiesel blends in a high load diesel power generator. **Fuel**, v. 184, p. 248-260, 2016.

JACOBS, Timothy J.; ASSANIS, Dennis N. The attainment of premixed compression ignition low-temperature combustion in a compression ignition direct injection engine. **Proceedings of the Combustion Institute**, v. 31, n. 2, p. 2913-2920, 2007.

KAUARK, Fabiana D.; MANHÃES, Fernanda C.; MEDEIROS, Carlos H. **Metodologia de Pesquisa: Um Guia Prático**. Bahia: Via Litterarum, 2010.

LAKATOS, Eva M.; MARCONI, Mariana de A. **Fundamentos de Metodologia Científica**. 5. ed. São Paulo: Atlas, 2003.

LANZANOVA, Thompson Diórdinis Metzka et al. The effects of residual gas trapping on part load performance and emissions of a spark ignition direct injection engine fuelled with wet ethanol. **Applied Energy**, v. 253, p. 113508, 2019.

LEE, Jeongwoo; LEE, Sunyoup; LEE, Seokhwan. Experimental investigation on the performance and emissions characteristics of ethanol/diesel dual-fuel combustion. **Fuel**, v. 220, p. 72-79, 2018.

LI, Jing; YANG, Wenming; ZHOU, Dezhi. Review on the management of RCCI engines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 69, p. 65-79, 2017.

LIU, Haifeng et al. Effects of port injection of hydrous ethanol on combustion and emission characteristics in dual-fuel reactivity controlled compression ignition (RCCI) mode. **Energy**, v. 145, p. 592-602, 2018.

MACK, John Hunter et al. Direct use of wet ethanol in a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine: Experimental and numerical results. 2007.

MAHMUDUL, H. M. et al. Production, characterization and performance of biodiesel as an alternative fuel in diesel engines-A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 72, p. 497-509, 2017.

MASUM, B. M. et al. Effect of alcohol-gasoline blends optimization on fuel properties, performance and emissions of a SI engine. **Journal of Cleaner Production**, v. 86, p. 230-237, 2015.

MAYER, Flávio Dias et al. Why small-scale fuel ethanol production in Brazil does not take off. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 43, p. 687-701, 2015.

MENEGHETTI, Simoni P.; MENEGHETTI, Mario Roberto; BRITO, Yariadner C. A reação de transesterificação, algumas aplicações e obtenção de biodiesel. **Revista Virtual de Química**, v. 5, n. 1, p. 63-73, 2013.

MINIPA. **Acessórios**. São Paulo, 2019. Disponível em: <<http://www.minipa.com.br/acessorios/termopares-tipo-k/207-mtk-1>>. Acesso em: 09 de jan. 2019.

MME - MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Renovabio**. Brasil, 2018. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/web/guest/secretarias/petroleo-gas-natural-e-combustiveis-renovaveis/programas/renovabio/principal>>. Acesso em 27 de set. de 2018.

MOLINA, S. et al. Operating range extension of RCCI combustion concept from low to full load in a heavy-duty engine. **Applied energy**, v. 143, p. 211-227, 2015.

MOFIJUR, M.; RASUL, M. G.; HYDE, J. Recent developments on internal combustion engine performance and emissions fuelled with biodiesel-diesel-ethanol blends. **Procedia Engineering**, v. 105, p. 658-664, 2015.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 7. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2013.

NATIONAL INSTRUMENTS. **Produtos**. Brasil, 2019. Disponível em: <<http://www.ni.com/product-documentation/11556/en/>>. Acesso em: 09 de jan. 2019.

NAZEMI, M.; SHAHBAKHTI, M. Modeling and analysis of fuel injection parameters for combustion and performance of an RCCI engine. **Applied energy**, v. 165, p. 135-150, 2016.

NOVACANA.COM. **Etanol**. Brasil, 2018. Disponível em: <<https://www.novacana.com/n/etanol/meio-ambiente/biocombustiveis-despontam-fonte-energia-atraente-america-latina-140818/>>. Acesso em 27 de set. de 2018.

NOVACANA.COM. **Etanol**. Brasil, 2020. Disponível em <https://www.novacana.com/n/cana/safra/incertezas-mercado-etanol-sustentam-mix-acucareiro-safra-2020-21-200320>. Acesso em 07 de abr. de 2020.

PANDIAN, M. Murugesu; ANAND, K. Comparison of different low temperature combustion strategies in a light duty air-cooled diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 142, p. 380-390, 2018.

PEDROZO, Vinícius B. et al. Experimental analysis of ethanol dual-fuel combustion in a heavy-duty diesel engine: An optimisation at low load. **Applied Energy**, v. 165, p. 166-182, 2016.

PEDROZO, Vinícius B.; MAY, Ian; ZHAO, Hua. Exploring the mid-load potential of ethanol-diesel dual-fuel combustion with and without EGR. **Applied energy**, v. 193, p. 263-275, 2017.

PEREIRA, Ricardo H. et al. Geração Distribuída de Energia Elétrica—Aplicação de Motores Bicomcombustível Diesel/Gás Natural. In: **3º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás, Salvador—BA**. 2005.

POSADA, Francisco; BANDIVADEKAR, Anup; GERMAN, John. **Estimated cost of emission control technologies for light-duty vehicles part 2-diesel**. SAE Technical Paper, 2013.

PRASHANT, G. K.; LATA, D. B.; JOSHI, P. C. Investigations on the effect of ethanol blend on the combustion parameters of dual-fuel diesel engine. **Applied Thermal Engineering**, v. 96, p. 623-631, 2016.

PRODANOV, Cleber C.; FREITAS, Ernani C. **Metodologia do Trabalho Científico: Métodos e Técnicas da Pesquisa e do Trabalho Acadêmico**. 2. ed. Rio Grande do Sul: Feevale, 2013.

REITZ, Rolf D.; DURAISAMY, Ganesh. Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines. **Progress in Energy and Combustion Science**, v. 46, p. 12-71, 2015.

SAYIN, Cenk; CANAKCI, Mustafa. Effects of injection timing on the engine performance and exhaust emissions of a dual-fuel diesel engine. **Energy conversion and management**, v. 50, n. 1, p. 203-213, 2009.

SILVA, Marcelo J. da et al. Motor gerador ciclo diesel sob cinco proporções de biodiesel com óleo diesel. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, 2012.

SZKLO, Alexandre Salem et al. Brazilian energy policies side-effects on CO2 emissions reduction. **Energy Policy**, v. 33, n. 3, p. 349-364, 2005.

TONG, Laihui et al. Experimental study of RCCI combustion and load extension in a compression ignition engine fueled with gasoline and PODE. **Fuel**, v. 181, p. 878-886, 2016.

TUTAK, Wojciech et al. Alcohol-diesel fuel combustion in the compression ignition engine. **Fuel**, v. 154, p. 196-206, 2015.

WANG, Yifeng et al. An investigation into the RCCI engine operation under low load and its achievable operational range at different engine speeds. **Energy Conversion and Management**, v. 124, p. 399-413, 2016.

ZHENG, Zunqing et al. Experimental study on combustion and emissions of dual-fuel RCCI mode fueled with biodiesel/n-butanol, biodiesel/2, 5-dimethylfuran and biodiesel/ethanol. **Energy**, v. 148, p. 824-838, 2018.

ZOU, Xian et al. **Numerical study of the RCCI combustion processes fuelled with methanol, ethanol, n-butanol and diesel**. SAE Technical Paper, 2016.