



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO  
ENGENHARIA MECÂNICA

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA TECNOLOGIA *DUAL-FUEL*  
EM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA UTILIZANDO  
BIOGÁS, GNV E ETANOL**

**ROBERTO BERLINI RODRIGUES DA COSTA**

Belo Horizonte  
Escola de Engenharia da UFMG

2017

Roberto Berlini Rodrigues Da Costa

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA TECNOLOGIA *DUAL-FUEL*  
EM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA UTILIZANDO  
BIOGÁS, GNV E ETANOL**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Energia e Sustentabilidade

Aluno: Roberto Berlini Rodrigues da Costa

Orientador: Prof. Dr. Ramón Molina Valle

Coorientador: Prof. Dr. Fabrício José Pacheco Pujatti

Universidade Federal de Minas Gerais – UFMG

Belo Horizonte

Escola de Engenharia da UFMG

2017

C837e

Costa, Roberto Berlim Rodrigues da.

Estudo experimental da tecnologia *dual-fuel* em motor de combustão interna utilizando biogás, GNV e etanol [manuscrito] / Roberto Berlim Rodrigues da Costa. – 2017.

156 f., enc.: il.

Orientador: Ramón Molina Valle.

Coorientador: Fabrício José Pacheco Pujatti.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Anexos: f. 138-156.

Bibliografia: f. 130-137.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Automóveis - Motores - Sistemas de injeção eletrônica de combustível - Teses. 3. Motores de combustão interna - Teses. 4. Biogás - Teses. 5. Álcool - Teses. I. Valle, Ramón Molina. II. Pujatti, Fabrício José Pacheco. III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621(043)



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário  
31270-901 - Belo Horizonte - MG  
Tel.: +55 31 3409.5145  
E-mail: [cpgmec@demec.ufmg.br](mailto:cpgmec@demec.ufmg.br)

**"ESTUDO EXPERIMENTAL DA TECNOLOGIA DUAL-FUEL EM  
MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA UTILIZANDO BIOGÁS, GNV E  
ETANOL"**

**ROBERTO BERLINI RODRIGUES DA COSTA**

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Mestre em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Energia e Sustentabilidade**".

Dissertação aprovada no dia 18 de dezembro de 2017.

Por:

**Prof. Ramón Molina Valle**

Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

**Prof. Fabrício José Pacheco Pujatti**

Coorientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

**Prof. José Guilherme Coelho Baêta**

Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG

**Prof. Fernando Antônio Rodrigues Filho**

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais

*"Aprender é a única coisa de que a mente nunca se cansa, nunca tem medo e nunca se arrepende".*

**Leonardo da Vinci (1452 – 1519)**

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus pela perseverança na conquista de mais esse objetivo e pela paz espiritual e coragem, encontrada nos momentos mais difíceis dessa caminhada. Aos meus pais, Roberto e Rejane, e minha irmã, Nanda, pelo imenso apoio e pela compreensão da importância dessa conquista. À Rita, pela dedicação e carinho. Agradeço à Bruna, pelo apoio incondicional, pelo carinho, incentivo e motivação. A família é a base de tudo.

Ao Professor Ramón Molina Valle, orientador deste trabalho, amigo e coordenador do Centro de Tecnologia da Mobilidade (CTM-UFMG), pela confiança em mim depositada. Sua experiência, ensinamentos e humildade me proporcionaram muitas conquistas e grande crescimento profissional e pessoal.

Ao amigo e Professor Fabrício José Pacheco Pujatti, que incentivou a execução deste trabalho.

Ao amigo e Professor José Guilherme Coelho Baêta, pelos ensinamentos e conhecimentos transmitidos.

À equipe e família Baja UFMG, a maior escola técnica e pessoal que um estudante de engenharia pode ter. Serei eternamente grato pelo desenvolvimento técnico adquirido e pelas amizades para toda vida.

Aos amigos e engenheiros, Alysson Fernandes Teixeira, Nilton Diniz, e ao amigo e estudante de engenharia, Sérgio Augusto, pela enorme ajuda e participação neste trabalho. Tenho certeza que a paixão pelos motores nos uniu e criou grandes amizades. O potencial de todos e a capacidade de desenvolvimento científico e tecnológico relacionado aos motores de combustão interna serão sempre um incentivo para mim. Obrigado por tudo.

Aos funcionários, amigos e colegas do CTM-UFMG que, de alguma forma, contribuíram para minha formação pessoal e profissional.

Por fim, agradeço à FPT Industrial/CNH Industrial, pela compreensão e pelo apoio recebido dos colegas de trabalho, fundamental para realização desta pesquisa.

## RESUMO

A energia é a chave para longevidade da civilização moderna e a sua demanda continua a crescer. Com as perspectivas do fim do petróleo e da crise energética mundial, demanda-se da comunidade científica soluções tecnológicas que promovam a redução do consumo de combustíveis, sobretudo de origem fóssil, a maximização da eficiência de conversão de combustível e a redução dos níveis de emissões em motores de combustão interna. Visando ao atendimento dessas necessidades, o uso do biogás, biocombustível derivado do tratamento de resíduos, em sistemas de injeção *dual-fuel* é uma tecnologia em potencial. A economia e a ecologia estão entrelaçadas e a busca por alternativas já começou. Assim, este trabalho visa caracterizar e analisar um sistema de injeção *dual-fuel* adaptado a um motor monocilindro de ignição por centelha, utilizando as misturas biogás-etanol e gás natural veicular(GNV)-etanol como combustíveis. A aplicação deste trabalho é voltada para regimes de carga e operação de moto-geradores. A metodologia adotada consistiu nos procedimentos de escolha e preparação do motor, projeto e fabricação de novos componentes, preparação dos combustíveis e sistemas de injeção, instrumentação utilizada, método de cálculo das incertezas de medição, montagem em bancada de provas, metodologia de ensaios e calibração e análise dos parâmetros de interesse. Os testes foram divididos em três etapas: testes com apenas um combustível, testes com a tecnologia *dual-fuel* e testes com recirculação interna dos gases do escapamento (iEGR). Os resultados obtidos com a implementação das estratégias *dual-fuel* apresentaram ganhos de eficiência de conversão de combustível de até 10% para as misturas de biogás-etanol e de 3% para as misturas de GNV-etanol, além de redução dos níveis de emissões de NO<sub>x</sub>, HC e CO. A estratégia de utilizar iEGR, aumentou tanto a eficiência térmica como a de combustão e diminuiu as emissões de NO<sub>x</sub> em torno de 60%. Desta forma, o sistema de injeção *dual-fuel* para motores de ignição por centelha possui ampla aplicação e viabilidade de inserção no mercado, como uma tecnologia capaz de ajudar a suprir as demandas de energia de forma sustentável.

Palavras-chave: Motor de combustão interna; biogás; etanol; injeção *dual-fuel*

## ABSTRACT

Energy is the key to longevity of modern civilization and its demand continues to increase. With the end of oil availability and world energy crisis perspectives, technological solutions are needed from the scientific community to promote the reduction of fossil fuel consumption, the maximization of fuel conversion efficiency and the reduction of emission levels in internal combustion engines. Aiming to reach these needs, the use of biogas, a biofuel derived from the reuse of waste, in dual-fuel injection systems is a technology with potential. Economy and ecology are engaged in a clinch and the search for alternatives has begun. Therefore, this work aimed to characterize and analyze a dual-fuel injection system adapted to a single-cylinder spark-ignition engine, using blends of biogas-ethanol and natural gas-ethanol as fuels. The application of this work is focused on load and operation regimes of motor-generators. The methodology consisted in the engine selection and setup, design and manufacture of new components, preparation of fuels and injection systems, instrumentation used, measurement uncertainty method, test bench assembly, test and calibration methodologies and analysis of the parameters of interest. Experiments were divided into three stages: tests with only one fuel, tests with dual-fuel technology and tests with internal exhaust gas recirculation (iEGR). The results obtained with the dual-fuel strategies show an increase in fuel conversion efficiency up to 10% for blends of biogas-ethanol and 3% for blends of natural gas-ethanol, in addition to emission levels reduction of NO<sub>x</sub>, HC and CO. The strategy of using iEGR increased both thermal and combustion efficiency and reduced NO<sub>x</sub> emissions by approximately 60%. In this way, the dual-fuel injection system for spark-ignition engines developed has wide application and marketability integration, as an alternative technology able to help meeting the energy demands in a sustainable manner.

Keywords: Internal combustion engine; biogas; ethanol; dual-fuel injection



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Instalação de tecnologia dual-fuel em motor ciclo Otto .....	19
Figura 2 – Diagrama PV e Diagrama TS para o ciclo ideal.....	23
Figura 3 – Influência das razões $\gamma$ e $r_c$ na eficiência térmica do ciclo ideal.....	26
Figura 4 – Diagrama esquemático de um MCI .....	26
Figura 5 – Sistema biela-manivela .....	27
Figura 6 – Ciclo de quatro tempos de um MCI de ignição por centelha.....	28
Figura 7 – Ciclo indicado em função do ângulo do virabrequim .....	30
Figura 8 – Comparação ciclo real do MCI com o ciclo ideal.....	31
Figura 9 – (a)Tipos de eletro injetores PFI (b) Eletro injetor em corte.....	33
Figura 10 – (a)Influência do $\lambda$ no desempenho (b) Influência do $\lambda$ nas emissões .....	35
Figura 11 – Fases da combustão .....	36
Figura 12 – Variação do torque em função do avanço de ignição.....	38
Figura 13 – Efeito do avanço de ignição no diagrama PV .....	38
Figura 14 – Curvas de pressão no cilindro com e sem detonação.....	40
Figura 15 – Esquemático de um freio dinamométrico para ensaio de motores	41
Figura 16 – Curva típica da fração de massa queimada .....	44
Figura 17 – Esquema dos processos de conversão da biomassa em energia..	49
Figura 18 – (a) Representação esquemática do ciclo sustentável da digestão anaeróbica (b) Resíduos utilizados na biodigestão .....	50
Figura 19 – Exemplo de instalação de um biodigestor .....	52
Figura 20 – Fases de geração de gases .....	54
Figura 21 – Esquemático das rotas metabólicas envolvidas no processo de digestão anaeróbica.....	55
Figura 22 – Esquemático de diferentes sistemas de EGR.....	58
Figura 23 – Diagrama de válvulas do motor .....	67
Figura 24 – Modelo matemático pistão original e pistão projetado.....	68
Figura 25 – Fotografias do novo pistão fabricado .....	68
Figura 26 – Calços no bloco do motor para variação da $r_c$ .....	69
Figura 27 – Pistão no PMS para análise de regiões acima e abaixo do bloco...	69
Figura 28 – Volume da câmara de combustão com o pistão no PMS .....	70

Figura 29 – Procedimento de medição do volume reduzido da câmara de combustão pelo pistão .....	71
Figura 30 – Modelo matemático do projeto do flange dos injetores.....	71
Figura 31 – Sistema de admissão e injeção montado no motor .....	72
Figura 32 – Caracterização macroscópica do spray de etanol do injetor .....	72
Figura 33 – (a) AVL 577 (b)Montagem do condicionador ao motor .....	79
Figura 34 – (a)Medidor ETAS LA 4 (b)Balança e condicionador de combustível .....	80
Figura 35 – Unidade de central eletrônica AVL 427 .....	81
Figura 36 – (a) Cilindros de armazenamento (b) Esquemático ligações MOTEC .....	82
Figura 37 – Analisador de emissões .....	83
Figura 38 – Esquemático da medição da pressão dentro do cilindro .....	84
Figura 39 – Vista geral da bancada de ensaios com SCRE - posição 1 .....	87
Figura 40 – Vista geral da bancada de ensaios com SCRE - posição 2 .....	88
Figura 41 – Vista geral da bancada de ensaios com SCRE - posição 3 .....	88
Figura 42 – Sensores de monitoramento do INDICOM e injetores .....	88
Figura 43 – Esquema geral da bancada de provas do SCRE .....	89
Figura 44 – Visão geral da bancada de controle do SCRE .....	90
Figura 45 – Metodologia de ensaios.....	93
Figura 46 – Fluxograma detalhado do processo de calibração .....	95
Figura 47 –Exemplo de análise visual da curva de pressão no cilindro e da sua derivada para avaliação da condição de detonação e calibração para LDI. ....	96
Figura 48 – NIMEP e sua respectiva covariância - Etapa 1.....	98
Figura 49 – MBF 50 e condições limitadas pela detonação - Etapa 1.....	99
Figura 50 – Parâmetros da combustão - Etapa 1.....	100
Figura 51 – Diagramas PV e curvas de pressão no cilindro - 3600rpm e 4 bar de NIMEP.....	101
Figura 52 – Eficiências calculadas - Etapa 1.....	103
Figura 53 – Emissões específicas - Etapa 1.....	105
Figura 54 – NIMEP e sua respectiva covariância - Etapa 2.....	107
Figura 55 – Vazão mássica de combustível.....	108
Figura 56 – MBF 50 e condições limitadas pela detonação - Etapa 2.....	109

<b>Figura 57 – Parâmetros da combustão - Etapa 2.....</b>	<b>110</b>
<b>Figura 58 – Eficiências calculadas - Etapa 2.....</b>	<b>113</b>
<b>Figura 59 – Emissões específicas - Etapa 2.....</b>	<b>116</b>
<b>Figura 60 – Parâmetros da combustão - Etapa 3.....</b>	<b>117</b>
<b>Figura 61 – P<sub>MEP</sub> e CoV NIMEP - Etapa 3.....</b>	<b>119</b>
<b>Figura 62 – Diagrama PV normalizado para o biogás com e sem iEGR .....</b>	<b>119</b>
<b>Figura 63 – Variação da temperatura do escapamento com e sem iEGR .....</b>	<b>120</b>
<b>Figura 64 – Eficiências calculadas - Etapa 3.....</b>	<b>122</b>
<b>Figura 65 – Emissões específicas - Etapa 3.....</b>	<b>124</b>
<b>Figura 66 – Eficiência de conversão de combustível para todos os testes .....</b>	<b>125</b>

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Relação ar/combustível estequiométrica para diferentes combustíveis .....	34
Tabela 2 – Intervalo de duração das fases.....	55
Tabela 3 – Composição do biogás.....	56
Tabela 5 – Trabalhos relevantes estudados .....	62
Tabela 6 – Especificações do motor.....	66
Tabela 7 – Propriedades do etanol hidratado conforme ANP .....	73
Tabela 8 – Fração molar do etanol hidratado .....	74
Tabela 9 – Propriedades do etanol hidratado calculadas.....	74
Tabela 10 – Composição do GNV .....	75
Tabela 11 – Entalpia de combustão de alguns hidrocarbonetos .....	75
Tabela 12 – Características técnicas da instrumentação .....	85
Tabela 13 – Incertezas associadas máximas .....	86
Tabela 14 – Definição da nomenclatura para razões de combustíveis .....	93
Tabela 15 – NIMEP obtido para condição de WOT e 1800rpm .....	107
Tabela 16 – NIMEP obtido para condição de WOT e 3600rpm .....	107
Tabela 17 – Atraso de ignição obtido para condição de WOT e 1800rpm.....	110
Tabela 18 – Atraso de ignição obtido para condição de 4 bar e 1800rpm.....	111
Tabela 19 – Atraso de ignição obtido para condição de WOT e 3600rpm.....	111
Tabela 20 – Atraso de ignição obtido para condição de 4 bar e 3600rpm.....	111
Tabela 21 – Calor liberado para condição de WOT e 1800rpm.....	114
Tabela 22 – Calor liberado para condição de 4 bar e 1800rpm .....	114
Tabela 23 – Calor liberado para condição de WOT e 3600rpm.....	114
Tabela 24 – Calor liberado para condição de 4 bar e 3600rpm .....	114
Tabela 25 – Aumento do MBF 10-90 com iEGR para condição de 1800rpm e 4 bar de NIMEP .....	118

## LISTA DE ABREVIações E SIGLAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas  
*AFR* – *Air Fuel Ratio* - Razão ar/combustível  
ANP – Agência Nacional do Petróleo  
Biogás\_E100 – Mistura de combustível com biogás e etanol hidratado  
BMEP – *Brake Mean Effective Pressure* - Pressão média efetiva de eixo  
BSFC – *Brake Specific Fuel Consumption* - Consumo específico de eixo  
C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> – Etano  
C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> – Propano  
C<sub>4</sub>H<sub>10</sub> – Butano  
C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH – Etanol  
CO – Monóxido de Carbono  
CO<sub>2</sub> – Dióxido de Carbono  
CH<sub>4</sub> – Metano  
CoV – Covariância  
CTM-UFMG – Centro de Tecnologia da Mobilidade da UFMG  
*dual-fuel* – Condição com dois combustíveis sendo injetados em um motor  
ECU – *Engine Control Unit* - Unidade de controle eletrônica  
EGR – *Exhaust Gas Recirculation* - Recirculação dos gases do escapamento  
EUA – Estados Unidos da América  
E100 – Etanol hidratado brasileiro  
FMEP – *Friction Mean Effective Pressure* - Pressão média efetiva de atrito  
GASMIG – Companhia de gás de Minas Gerais  
GNV – Gás natural veicular  
GNV\_E100 – Mistura de combustível com gás natural veicular e etanol hidratado  
H<sub>2</sub> – Hidrogênio gasoso  
H<sub>2</sub>O – Água  
H<sub>2</sub>S – Gás sulfídrico  
HC – Hidrocarboneto  
*I<sub>A</sub>* – Incerteza do tipo A  
*I<sub>B</sub>* – Incerteza do tipo B  
*I<sub>C</sub>* – Incerteza combinada

$I_E$  – Incerteza expandida  
iEGR – Recirculação interna dos gases do escapamento  
IMEP – *Indicated Mean Effective Pressure* - Pressão média efetiva indicada  
ISCO – Emissão específica indicada de CO  
ISCO<sub>2</sub> – Emissão específica indicada de CO<sub>2</sub>  
ISHC – Emissão específica indicada de HC  
ISNO<sub>x</sub> – Emissão específica indicada de NO<sub>x</sub>  
 $k$  – fator de abrangência  
LDI – Limite de detonação inferior  
MBF – *Mass Burned Fraction* - Fração de massa queimada  
MBT – *Maximum Brake Torque* - Condição para gerar o maior torque  
MCI – Motores de combustão interna  
MM – Massa Molar  
N<sub>2</sub> – Nitrogênio gasoso  
NIMEP – Pressão média efetiva indicada líquida  
NO<sub>x</sub> – Óxidos de Nitrogênio  
O<sub>2</sub> – Oxigênio gasoso  
PCI – Poder Calorífico Inferior  
PFI – *Port Fuel Injection* - Injeção indireta de combustível  
PMEP – *Pumping Mean Effective Pressure* - Pressão média efetiva de bombeamento  
PMI – Ponto morto inferior  
PMS – Ponto morto superior  
PV – Pressão x Volume  
PWM – *Pulse Width Modulation*  
rpm – Rotações por minuto  
R100 – 100% do combustível  
R50 – razão de 50% do combustível gasoso  
R25 – razão de 25% do combustível gasoso  
SCRE – *Single Cylinder Research Engine* - Motor monocilindro de pesquisa  
SOC – *Start of combustion* - Início da combustão  
TS – Temperatura x entropia  
UFMG – Universidade Federal de Minas Gerais  
WOT – *Wide Open Throttle* - Condição de plena carga

## LISTA DE SÍMBOLOS

- $A$  – Área [ $m^2$ ]  
 $Q$  – Energia na forma de calor [kJ]  
 $w$  – Trabalho [kJ]  
 $P$  – Pressão [kPa]  
 $V$  – Volume [ $m^3$ ]  
 $T$  – Temperatura [K]  
 $UR$  – umidade relativa [%]  
 $c_v$  – Calor específico a volume constante [kJ/kg.K]  
 $c_p$  – Calor específico a pressão constante [kJ/kg.K]  
 $\gamma$  – Razão entre os calores específicos [adimensional]  
 $\eta_{cc}$  – Eficiência de conversão de combustível indicada [adimensional]  
 $\eta_c$  – Eficiência de combustão [adimensional]  
 $\eta_m$  – Eficiência mecânica do motor [adimensional]  
 $\eta_t$  – Eficiência térmica [adimensional]  
 $\eta_{t,otto}$  – Eficiência térmica do ciclo ideal Otto [adimensional]  
 $r_c$  – Razão volumétrica de compressão [adimensional]  
 $V_{cc}$  – Volume fixo da câmara de combustão [ $m^3$ ]  
 $V_d$  – Volume deslocado pelo pistão [ $m^3$ ]  
 $D$  – Diâmetro do pistão [m]  
 $l$  – Comprimento da biela [m]  
 $a$  – Raio da árvore de manivela [m]  
 $\theta$  – Posição angular do virabrequim [°]  
 $V$  – Volume do cilindro [ $m^3$ ]  
 $W_i$  – Trabalho indicado [J]  
 $W_p$  – Trabalho de bombeamento [J]  
 $\lambda$  – Fator lambda [adimensional]  
 $\tau$  – Torque no eixo do motor [Nm]  
 $F$  – Força medida na célula de carga [N]  
 $b$  – Braço de alavanca do eixo do rotor do dinamômetro até a célula de carga [m]  
 $Pot$  – Potência produzida no eixo do motor [kW]  
 $n$  – Velocidade de rotação do motor [rpm]

$\dot{m}_{comb}$  – Vazão mássica de combustível [kg/s]

$\dot{m}_{ar}$  – Vazão mássica de ar [kg/s]

$\Delta\theta_d$  – Ângulo de desenvolvimento de chama [°]

$\Delta\theta_o$  – Ângulo de duração da combustão [°]

$\theta_s$  – Ângulo de avanço de ignição [°]

$Q_{at}$  – Calor aparente total liberado [kJ]

$m_{comb/cil}$  – Massa de combustível por cilindro por ciclo [kg]

$\sigma_{IMEP}$  – Desvio padrão da pressão média efetiva indicada [kPa]

$\Delta H$  – Entalpia de combustão [kJ/kmol]

$\%V/v$  – fração volumétrica [%]

$\epsilon_R$  – Incerteza do tipo B da variável dependente de interesse

$\partial x_n$  – Incerteza do tipo B das variáveis independentes

$m$  – Massa [kg]

$\rho$  – Densidade [kg/m<sup>3</sup>]

$g$  – Aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>]

$t$  – Tempo [s]

$Q_a$  – Calor aparente liberado [kJ]

$R$  – Constante do gás [kJ/kg.K]

$X_b$  – Fração de massa queimada [adimensional]

$v$  – Volume específico [m<sup>3</sup>/kg]



## SUMÁRIO

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>17</b>
<b>1.1.</b>	<b>TECNOLOGIA <i>DUAL-FUEL</i> PARA MOTORES</b> .....	<b>18</b>
<b>1.2.</b>	<b>MOTIVAÇÃO E RELEVÂNCIA</b> .....	<b>19</b>
<b>1.3.</b>	<b>OBJETIVOS</b> .....	<b>20</b>
1.3.1.	<i>Objetivos Específicos</i> .....	20
<b>1.4.</b>	<b>ESTRUTURA DO TRABALHO</b> .....	<b>21</b>
<b>2.</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>22</b>
<b>2.1.</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>23</b>
2.1.1.	<i>Ciclo ideal para motores de ignição por centelha</i> .....	23
2.1.2.	<i>Sistema biela-manivela</i> .....	26
2.1.3.	<i>Ciclo real ou indicado para motores de ignição por centelha</i> .....	28
2.1.4.	<i>Formação da mistura ar/combustível</i> .....	32
2.1.5.	<i>Combustão em motores de ignição por centelha</i> .....	35
2.1.6.	<i>Parâmetros de desempenho e de combustão dos MCI</i> .....	40
<b>2.2.</b>	<b>COMBUSTÍVEIS</b> .....	<b>44</b>
2.2.1.	<i>Etanol</i> .....	44
2.2.2.	<i>Gás natural veicular</i> .....	46
2.2.3.	<i>Biogás</i> .....	48
<b>2.3.</b>	<b>RECIRCULAÇÃO DOS GASES DO ESCAPAMENTO - EGR</b> .....	<b>57</b>
<b>2.4.</b>	<b>ESTADO DA ARTE DA UTILIZAÇÃO DO BIOGÁS E DA TECNOLOGIA <i>DUAL-FUEL</i></b> .....	<b>59</b>
<b>3.</b>	<b>METODOLOGIA</b> .....	<b>66</b>
<b>3.1.</b>	<b>ESPECIFICAÇÃO DO MOTOR</b> .....	<b>66</b>
<b>3.2.</b>	<b>PROJETO DE COMPONENTES E PREPARAÇÃO DO MOTOR</b> .....	<b>67</b>
3.2.1.	<i>Projeto novo pistão</i> .....	67
3.2.2.	<i>Processo de medição da razão volumétrica de compressão</i> .....	69
3.2.3.	<i>Projeto e fabricação do flange do injetor de combustível gasoso</i> .....	71
<b>3.3.</b>	<b>CÁLCULO DAS PROPRIEDADES DOS COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS</b> .....	<b>73</b>
3.3.1.	<i>Cálculo e determinação das propriedades do etanol hidratado</i> .....	73
3.3.2.	<i>Cálculo e determinação das propriedades do Gás natural veicular - GNV</i> .	75
3.3.3.	<i>Cálculo e determinação das propriedades do Biogás</i> .....	78
<b>3.4.</b>	<b>PLANEJAMENTO DO EXPERIMENTO</b> .....	<b>79</b>

3.4.1.	<i>Instrumentação do banco de provas</i> .....	79
3.4.2.	<i>Instrumentação para análise da combustão</i> .....	83
3.4.3.	<i>Características técnicas da instrumentação</i> .....	84
3.4.4.	<i>Incertezas de medições dos ensaios experimentais</i> .....	85
3.4.5.	<i>Visão geral do banco de provas para as grandezas medidas</i> .....	87
3.4.6.	<i>Sistema de automação e aquisição de dados utilizado</i> .....	89
3.4.7.	<i>Grandezas calculadas</i> .....	91
3.4.8.	<i>Metodologia de ensaios</i> .....	92
3.4.9.	<i>Metodologia de calibração</i> .....	94
<b>4.</b>	<b>RESULTADOS E ANÁLISE</b> .....	<b>97</b>
<b>4.1.</b>	<b>RESULTADOS DA ETAPA 1 - TESTES COM APENAS UM COMBUSTÍVEL</b> .....	<b>97</b>
<b>4.2.</b>	<b>RESULTADOS DA ETAPA 2 - TESTES COM MODO <i>DUAL-FUEL</i></b> .....	<b>105</b>
<b>4.3.</b>	<b>RESULTADOS DA ETAPA 3 - TESTES COM <i>IEGR</i></b> .....	<b>117</b>
<b>4.4.</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	<b>124</b>
<b>5.</b>	<b>CONCLUSÕES</b> .....	<b>126</b>
<b>5.1.</b>	<b>CONCLUSÕES DA ETAPA 1 - TESTES COM APENAS UM COMBUSTÍVEL</b> .....	<b>126</b>
<b>5.2.</b>	<b>CONCLUSÕES DA ETAPA 2 - TESTES COM MODO <i>DUAL-FUEL</i></b> .....	<b>126</b>
<b>5.3.</b>	<b>CONCLUSÕES DA ETAPA 3 - TESTES COM <i>IEGR</i></b> .....	<b>127</b>
<b>5.4.</b>	<b>CONCLUSÕES FINAIS</b> .....	<b>127</b>
<b>5.5.</b>	<b>SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b> .....	<b>128</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>130</b>
	<b>ANEXO I</b> .....	<b>138</b>
	<b>ANEXO II</b> .....	<b>139</b>
	<b>ANEXO III</b> .....	<b>140</b>
	<b>ANEXO IV</b> .....	<b>141</b>
	<b>ANEXO V</b> .....	<b>152</b>
	<b>ANEXO VI</b> .....	<b>153</b>

## 1. INTRODUÇÃO

A evolução do homem sempre foi marcada por acontecimentos históricos, sendo o domínio e o estudo do fenômeno da combustão um dos mais importantes. Desde os primórdios da existência humana, o fogo despertava um sentimento misto de admiração e temor, ao mesmo tempo em que instigava a mente a desenvolver meios para gerá-lo e controlá-lo. O fogo foi a primeira fonte de energia descoberta, conscientemente controlada e utilizada pelo homem. Neste contexto, o conhecimento e o desenvolvimento do fenômeno da combustão representa importante ferramenta para sobrevivência.

Os motores de combustão interna são máquinas que utilizam a combustão para converter a energia química contida em um combustível em energia mecânica. (HEYWOOD, 1988). Por causa da sua simplicidade, robustez e elevada razão potência/peso, esta máquina térmica tem sido responsável por suprir uma considerável parcela da geração de energias requeridas pelo cotidiano da nossa sociedade. O principal inconveniente refere-se às emissões de gases poluentes na atmosfera. (ALKIDAS, 2007).

Embora tecnologias como energia solar, eólica, hídrica e geotérmica estejam disponíveis, levará décadas de pesquisa e desenvolvimento, juntamente com consideráveis mudanças sociais e políticas para se tornarem completamente independentes dos combustíveis fósseis. (VAN BASSHUYSEN, 2015). Para nos ajudar a superar estes obstáculos, os motores de combustão interna funcionando com gás natural, constituído basicamente de gás metano, e biocombustíveis, entre estes o etanol e o biogás (derivado da decomposição orgânica e do tratamento de resíduos), se tornam uma interessante alternativa para matriz energética brasileira e mundial.

Além disso, algumas soluções e tecnologias aplicadas a motores já foram ou estão sendo desenvolvidas, como a alteração e estudo das curvas de ignição e diagrama de válvulas, a recirculação dos gases de descarga, alteração e controle da razão ar/combustível, injeção direta, *downsizing*, *downspeeding*, sistemas catalíticos e de pós-tratamento, dentre outros. Uma das tecnologias aplicadas principalmente em grupos geradores de energia que funcionam no ciclo Diesel é a injeção *dual-fuel*, tipo de injeção caracterizada e definida pela formação da mistura com mais de um combustível. No entanto, é escasso e necessário o estudo dessa tecnologia com

mais de um combustível sendo injetado simultaneamente para motores de ignição por centelha. (REIF, 2015).

### **1.1. Tecnologia *dual-fuel* para motores**

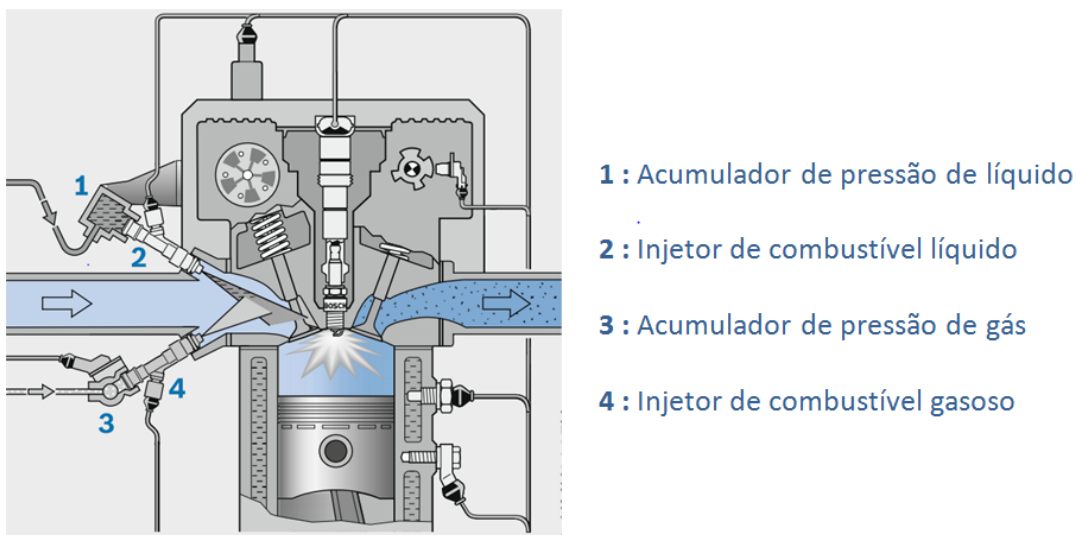
Foi em 1901 que Rudolf Diesel obteve uma patente dos Estados Unidos da América (EUA) que abrange o primeiro conceito de motor *dual-fuel*. Na patente, aplicada a motores de ignição por compressão, uma mistura de combustível e ar deve ser comprimida a uma temperatura abaixo da necessária para sua auto-ignição. A ignição é então produzida através da injeção de um segundo combustível mais reativo que possui menor temperatura de ignição do que o gás combustível. Outros pesquisadores seguiram mais tarde com patentes descrevendo o funcionamento de motores de combustão interna de alta relação volumétrica de compressão que operam tanto com combustível líquido (óleo principalmente), como utilizando combustível gasoso.(CHENG-QIU , 1989, KARIM, 2015).

Algumas aplicações de motores a gás puderam ser vistas antes da Segunda Guerra Mundial em países como Itália, Rússia, Alemanha, Holanda, EUA e Reino Unido. Durante a guerra, houve muita atividade para utilizar combustíveis gasosos, pois o abastecimento de combustíveis líquidos de qualidade tornou-se cada vez mais escasso. Nesta época, surgiram várias aplicações de motores *dual-fuel*, buscando atender a demanda energética. Essas abordagens, no entanto, não viram amplas aplicações no setor de energia no período pós guerra, pela quantidade abundante de combustíveis líquidos derivados das explorações do petróleo.(KARIM, 2015).

Foi apenas nas últimas décadas, impulsionado pelos mais rigorosos controles de poluição do ar, pelo aumento do custo dos combustíveis em geral e pela disponibilidade relativamente reduzida de combustíveis líquidos de qualidade, que as aplicações de motores a gás e conseqüentemente de motores *dual-fuel* começaram a aumentar de forma significativa, principalmente nos setores estacionários de geração de energia elétrica e veículos comerciais. Dentro deste contexto, surgiu a utilização do gás derivado da biodigestão anaeróbia pelo reaproveitamento de resíduos. Estações de tratamento de esgoto municipais e áreas rurais foram e continuam sendo as maiores fontes de produção e aplicação desse biogás.(PARK, 2010).

Os motores *dual-fuel* de ignição por centelha ainda possuem um espaço muito reduzido se comparado com os motores de ignição por compressão. Entretanto, possuem potencial para maximizar a eficiência global utilizando combustível gasoso juntamente com combustível líquido.(QIAN, 2017). A Figura 1 apresenta exemplo de uma instalação da tecnologia *dual-fuel* em motor de ignição por centelha, com ambos os combustíveis sendo injetados eletronicamente no coletor de admissão por um injetor de combustível líquido e outro de combustível gasoso.

**Figura 1 – Instalação de tecnologia dual-fuel em motor ciclo Otto**



Fonte: Adaptado de REIF, 2015

Assim, o presente trabalho estuda a tecnologia *dual-fuel* utilizando biogás, GNV e etanol hidratado em um motor monocilindro de pesquisa (SCRE – *Single Cylinder Research Engine*), analisando parâmetros de desempenho, combustão e emissões, voltados para a aplicação de geração de energia ou moto-geradores. O foco maior é na utilização do biogás, por ser um combustível derivado do tratamento de resíduos e pela escassez de estudos experimentais relevantes se comparado com o etanol e o GNV.

## 1.2. Motivação e Relevância

Atualmente, dentro da constante mundial de buscar sempre novas tecnologias para equalizar a utilização dos motores de combustão interna às condições impostas

pela sociedade e modo de vida atuais, trabalhos de pesquisa que incorporam aspectos sócio-econômicos e ambientais são justificados. Há necessidade de desenvolvimento de tecnologia interna, pois as grandes montadoras e centros de desenvolvimento fazem pesquisa de novas tecnologias fora do Brasil. Desta forma, os produtos finais chegam prontos, tornando o país mero fornecedor de mão de obra mecanizada. O estudo do sistema *dual-fuel* utilizando etanol, biogás e GNV, combustíveis estes representativos na matriz energética brasileira, pode hoje ser associado a sistemas eletrônicos modernos e proporcionar aos motores de combustão interna ganhos em eficiência e redução de emissões de poluentes. Este trabalho é fruto das pesquisas realizadas, do investimento e esforço dos idealizadores do Centro de Tecnologia da Mobilidade da Universidade Federal de Minas Gerais (CTM-UFMG).

### **1.3. Objetivos**

O objetivo geral do trabalho é caracterizar experimentalmente um sistema de injeção *dual-fuel* em um SCRE de ignição por centelha utilizando biogás, GNV e etanol como combustíveis, voltados para aplicação de moto-geradores. O intuito é estudar os parâmetros de desempenho do motor, combustão e emissões de poluentes, de forma a aumentar a eficiência de conversão de combustível.

#### **1.3.1. Objetivos Específicos**

Para atingir os objetivos gerais, propõe-se realizar os seguintes objetivos específicos:

- Revisão bibliográfica sobre motores, combustíveis, estratégias para aumentar a eficiência global e da tecnologia de injeção *dual-fuel*;
- Desenvolvimento e aplicação de metodologia para projeto e fabricação de um novo pistão para aumentar a relação volumétrica de compressão;
- Desenvolvimento e aplicação de metodologia para dimensionamento de sistema de admissão com dois injetores, um de combustível líquido e outro gasoso;
- Metodologia experimental contendo instrumentação utilizada, condições

- experimentais, grandezas medidas e calculadas e metodologia de calibração;
- Ensaios em dinamômetro de bancada para caracterização do protótipo utilizando etanol, biogás e GNV como combustíveis;
  - A caracterização de desempenho, combustão e emissões de poluentes utilizando a tecnologia *dual-fuel*;
  - Analisar a influência da estratégia de recirculação interna dos gases do escapamento (iEGR) para uma condição de carga dos testes;
  - Análise e comparação dos resultados, determinando condições para se trabalhar principalmente com o biogás, combustível produzido pelo tratamento de resíduos.

#### **1.4. Estrutura do trabalho**

Nos capítulos subseqüentes é apresentada, primeiramente, a revisão bibliográfica no Capítulo 2, com a descrição dos estudos, problemas e desafios nas áreas de foco do presente trabalho, posicionando-o dentro do tema e estado da arte. Em seguida, são descritas no Capítulo 3 as metodologias adotadas e projetos desenvolvidos para se atingir os objetivos propostos. No Capítulo 4 são apresentados os resultados experimentais e análises desenvolvidas. Posteriormente, no Capítulo 5 são apresentadas as conclusões do trabalho e as sugestões para trabalhos futuros, respectivamente.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os motores de combustão interna começaram a ser concebidos em 1862 com Beau de Rochas que propôs as condições necessárias para que um motor de combustão interna quatro tempos com ignição por centelha funcionasse com um máximo de economia e maior eficiência. Estes motores foram concretizados tecnologicamente em 1876 por Nikolaus Otto. Em 1886, Karl Benz e Gottlieb Daimler simultaneamente e independentemente desenvolveram motores leves, de alta velocidade, dos quais os atuais motores de ignição por centelha foram originados. Em 1892, Rudolf Diesel criou seu motor de ignição por compressão, sendo utilizado inicialmente apenas para aplicações estacionárias. (KHOVAKH, 1979).

O processo de combustão distingue os dois tipos de motores de combustão interna mais comuns, denominados motores ciclo Otto e ciclo Diesel. O primeiro seria caracterizado por uma combustão a volume constante e o segundo a pressão constante. Uma classificação menos ambígua seria a forma de como se dá a ignição da mistura, se produzida por centelha no primeiro caso, ou se espontânea no segundo. A combustão espontânea é resultado das altas pressões e temperaturas produzidas durante a compressão da mistura no cilindro. (TAYLOR, 1961). Porém, considerando os motores *dual-fuel*, a melhor classificação é pelo regime dominante de propagação da chama, se do tipo pré-misturado ou do tipo por difusão. (BAËTA, 2006).

Este capítulo apresenta um estudo dos motores de combustão interna (MCI) de ignição por centelha, descrevendo algumas de suas principais características de funcionamento e destacando os aspectos importantes do seu desenvolvimento para este trabalho. Aos leitores não familiarizados com os MCI's, recomenda-se uma consulta às referências apresentadas por Taylor(1961), Khovakh (1979), Obert (1971), Taylor (1988, vol1 e vol 2), Heywood (1988), Giacosa (1988), Bosch (1996), Pulkrabek (1997), Stone (1999), Zhao (1999), Ferguson (2001) e Ganesan (2003).<sup>1</sup> Posteriormente, conceitos, pesquisas e trabalhos de desenvolvimento relacionados principalmente com a utilização e aplicação do biogás e tecnologias *dual-fuel* em motores são abordados.

---

<sup>1</sup> A apresentação da bibliografia não se refere à primeira edição de publicação e sim, à edição consultada para realização desse trabalho, sendo esta, organizada por data de publicação.



## 2.1. Fundamentação Teórica

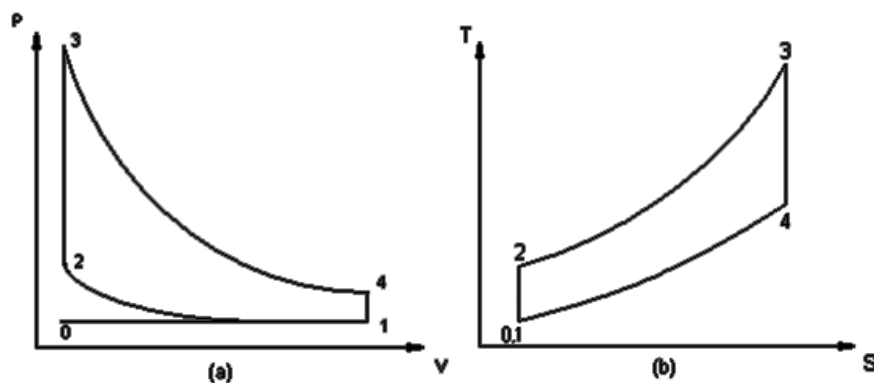
A fundamentação teórica consiste de uma apresentação dos princípios fundamentais que regem o funcionamento dos motores de combustão interna. São apresentados os ciclos ideal e real, o sistema biela-manivela, conceitos da combustão e propagação da chama nos MCI e os principais parâmetros de desempenho e combustão.

### 2.1.1. Ciclo ideal para motores de ignição por centelha

A análise do funcionamento dos motores de ignição por centelha é baseada em um ciclo ideal de referência. Esse ciclo consiste em uma alteração do ciclo termodinâmico Otto, adicionando as etapas de admissão e exaustão da mistura a pressão constante. É composto por seis processos, em especial pelo processo de entrada de energia a volume constante.

A Figura 2 ilustra os diagramas de pressão por volume (diagrama PV) e o diagrama de temperatura por entropia (diagrama TS), sendo esses dois diagramas úteis para compreensão dos processos envolvidos no ciclo.

**Figura 2 – Diagrama PV e Diagrama TS para o ciclo ideal.**



Fonte: HEYWOOD, 1988

No ciclo ideal considera-se que o fluido de trabalho é o ar e que os calores específicos a volume e a pressão constante não variam. (HEYWOOD, 1988).

0 → 1 – Admissão do ar à pressão constante: o fluido entra para o cilindro a pressão constante em um processo adiabático.

$$Q_{0 \rightarrow 1} = 0 \quad (1)$$

$$w_{0 \rightarrow 1} = P_0(v_1 - v_0) = 0 \quad (2)$$

1 → 2 – Compressão isentrópica: o fluido no interior do cilindro é comprimido quando o pistão desloca do ponto 1 para o ponto 2.

$$Q_{1 \rightarrow 2} = 0 \quad (3)$$

$$w_{1 \rightarrow 2} = c_v(T_2 - T_1) \quad (4)$$

2 → 3 – Introdução de calor à volume constante: energia é transferida para o fluido a volume constante.

$$Q_{2 \rightarrow 3} = Q_e = c_v(T_3 - T_2) \quad (5)$$

$$w_{2 \rightarrow 3} = 0 \quad (6)$$

3 → 4 – Expansão isentrópica: o fluido no interior do cilindro é expandido quando o pistão desloca do ponto 3 para o ponto 4 produzindo trabalho útil.

$$Q_{3 \rightarrow 4} = 0 \quad (7)$$

$$w_{3 \rightarrow 4} = c_v(T_3 - T_4) \quad (8)$$

4 → 1 – Rejeição de calor à volume constante: energia sai do fluido a volume constante.

$$Q_{4 \rightarrow 1} = Q_s = c_v(T_1 - T_4) \quad (9)$$

$$w_{4 \rightarrow 1} = 0 \quad (10)$$

1 → 0 – Descarga de ar à pressão constante: o fluido sai do cilindro a pressão constante em um processo adiabático.

$$Q_{1 \rightarrow 0} = 0 \quad (11)$$

$$w_{1 \rightarrow 0} = P_0(v_0 - v_1) = 0 \quad (12)$$

A eficiência térmica do ciclo pode ser calculada como a razão entre o trabalho útil de saída e a energia total de entrada. Assim,

$$\eta_{t,Otto} = \frac{w_{3 \rightarrow 4} - w_{1 \rightarrow 2} + w_{0 \rightarrow 1} - w_{1 \rightarrow 0}}{Q_{2 \rightarrow 3}} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2)}$$

$$w_{0 \rightarrow 1} = w_{1 \rightarrow 0} = 0$$

$$\eta_{t,Otto} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (13)$$

Como os processos de 1 para 2 e 3 para 4 são processos isentrópicos, então,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = \frac{T_3}{T_4} \quad (14)$$

Define-se a razão volumétrica de compressão como sendo a razão entre o volume no ponto 1 e o volume no ponto 2.

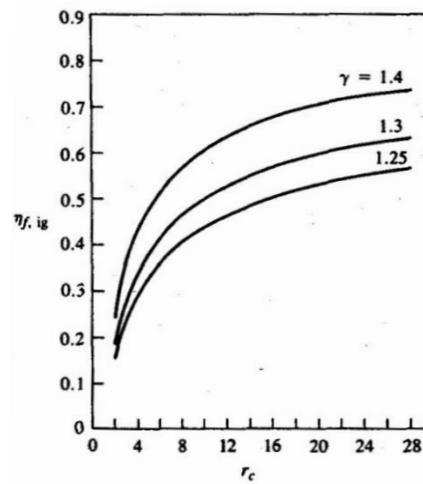
$$r_c = \frac{V_1}{V_2} \quad (15)$$

Portanto,

$$\eta_{t,ideal} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (16)$$

A Figura 3 ilustra a influência da razão volumétrica de compressão ( $r_c$ ) e da razão entre os calores específicos ( $\gamma$ ) na eficiência térmica do ciclo. (HEYWOOD, 1988).

**Figura 3 – Influência das razões  $\gamma$  e  $r_c$  na eficiência térmica do ciclo ideal**

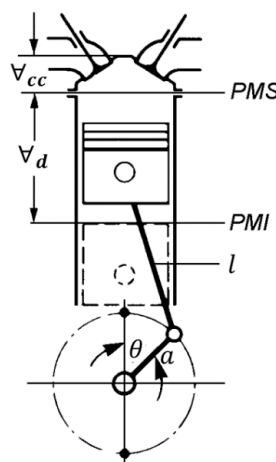


Fonte: HEYWOOD, 1988

### 2.1.2. Sistema biela-manivela

Nos motores de combustão interna de ignição por centelha, que operam em ciclo de quatro tempos, um ciclo corresponde a duas voltas completas do eixo da árvore de manivelas. Através de um sistema biela-manivela, o movimento rotativo é transformado em um movimento alternativo dos pistões, acoplados ao eixo através das bielas, sendo que o curso total de deslocamento dos pistões se encontra entre o ponto morto superior (PMS) e o ponto morto inferior (PMI), como mostrado na Figura 4.

**Figura 4 – Diagrama esquemático de um MCI**



Fonte: adaptado de BOSCH, 1996

A razão volumétrica de compressão é uma característica construtiva do motor que tem grande influência na eficiência térmica, sendo definida como o quociente entre os volumes disponível no cilindro quando o pistão está no PMI e no PMS. O volume disponível no cilindro quando o pistão está no PMS é o volume fixo da câmara de combustão,  $V_{cc}$ , e o volume quando o pistão está no PMI é o volume fixo da câmara de combustão acrescido do volume deslocado,  $V_d$ . A razão volumétrica de compressão pode ser calculada pela Equação 17:

$$r_c = \frac{V_{cc} + V_d}{V_{cc}} \quad (17)$$

A partir da análise cinemática do sistema biela-manivela, Figura 5, calcula-se o volume instantâneo disponível no cilindro ( $V(\theta)$ ) como uma função da posição angular do virabrequim, além da área da superfície da câmara de combustão ( $A(\theta)$ ), Equações 18 e 19 respectivamente, onde "  $l$  " é o comprimento da biela, "  $a$  " é o raio do virabrequim, "  $D$  " o diâmetro do cilindro, "  $A_{cc}$  " a área da superfície do cabeçote e "  $A_p$  " a área da superfície do pistão. HEYWOOD (1988).

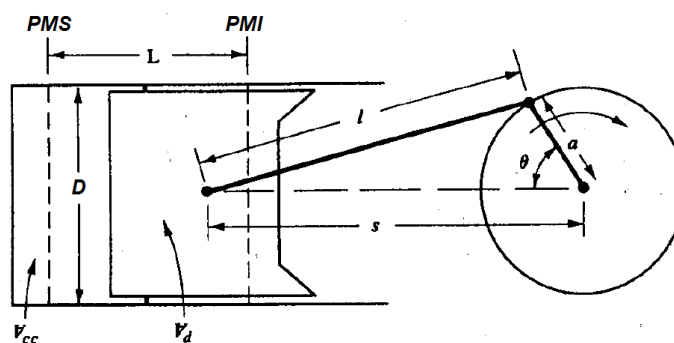
$$V(\theta) = V_{cc} + \frac{\pi D^2}{4} (l + a - s) \quad (18)$$

$$A(\theta) = A_{cc} + A_p + \pi D (l + a - s) \quad (19)$$

Onde,

$$s = a \cdot \cos \theta + \sqrt{l^2 - a^2 \cdot \sin^2 \theta}$$

**Figura 5 – Sistema biela-manivela**

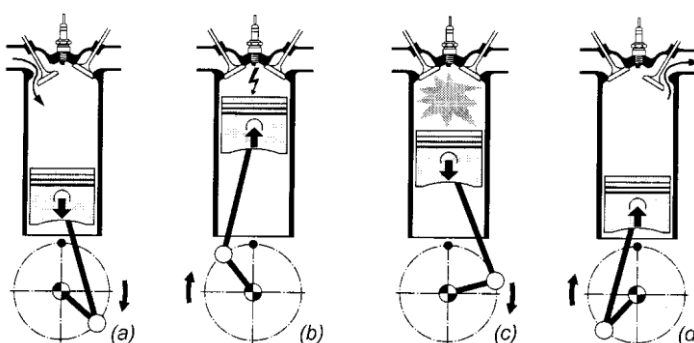


Fonte: Adaptado de HEYWOOD, 1988

### 2.1.3. Ciclo real ou indicado para motores de ignição por centelha

Os quatro tempos que classificam esses motores ocorrem de maneira sincronizada entre o movimento alternativo dos pistões e um conjunto de válvulas presentes no interior da câmara de combustão. Os tempos são divididos em admissão (a), compressão (b), combustão e expansão (c) e exaustão (d), como apresentado na Figura 6.

**Figura 6 – Ciclo de quatro tempos de um MCI de ignição por centelha**



Fonte: Adaptado de BOSCH, 1996

O ciclo indicado pode ser traçado em função do deslocamento angular da árvore de manivelas, conforme diagrama apresentado na Figura 7. No ciclo real, os processos não se realizam como se supõe no ciclo ideal dentro dos limites representados pelo PMS e PMI. Portanto as fases do ciclo se cumprem durante deslocamentos angulares da árvore de manivelas que são diferentes entre si:

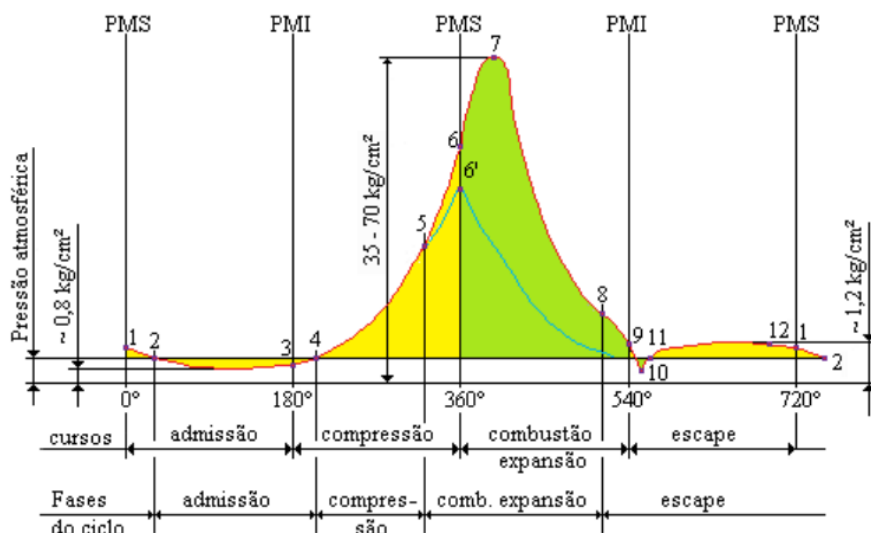
- (a) Admissão - No começo do curso de admissão 1-2, o interior do cilindro se encontra a uma pressão ligeiramente superior à atmosférica, porque ainda não terminou a fase de exaustão. Coincidindo com o ponto 2, o pistão iniciando seu curso até o PMI, aspira ar ou mistura gasosa (ar-combustível) através da válvula de admissão que foi aberta no momento oportuno. Por causa das resistências ao fluxo que o gás encontra nos condutos na maior parte desta fase, tem-se uma pressão menor que a exterior (depressão da admissão). A depressão é tanto maior quanto maior é a velocidade do gás nos condutos, porque maiores são as resistências a sua passagem. Esta fase representa trabalho passivo. Quando o pistão está em 3, inicia o curso para o PMS. No interior do cilindro ainda há depressão e apesar do movimento

contrário do pistão, continua a introdução do fluido, até que em 4 ocorre o equilíbrio entre a pressão interna e a atmosférica. Neste ponto deve-se fechar a válvula de admissão. Se os condutos de admissão são longos, ou a velocidade é alta, pode ser utilizado o efeito da inércia da coluna gasosa para prolongar a introdução depois do ponto 4, atrasando um pouco mais o fechamento da válvula. No ponto 4 começa portanto a verdadeira fase de compressão.

- (b) Compressão - A compressão da carga é produzida por efeito do movimento do pistão no curso 4-6. Tendo em conta o fato de que a combustão requer de um intervalo de tempo para completar-se. Logo, para permitir a liberação mais satisfatória de trabalho na fase útil (combustão e expansão), a centelha deve ocorrer antes do PMS. O ponto 6' dá o valor máximo da pressão no caso de falta de ignição, correspondendo ao PMS termodinâmico.
- (c) Combustão e expansão - Com a ignição iniciando no ponto 5, pouco antes do final do curso de compressão, começa a combustão. Esta gera uma repentina elevação de temperatura e, conseqüentemente, de pressão que alcança seu valor máximo no ponto 7. Terminada a combustão, tem início a expansão. O volume aumenta e a pressão passa por uma rápida queda, que é devida também em parte a perda de calor para as paredes do cilindro. A expansão deveria prolongar-se até o PMI para aproveitar ao máximo a fase útil, o que na prática, para facilitar a expulsão dos gases queimados, é interrompida com a abertura antecipada da válvula de escape, no ponto 8.
- (d) Exaustão - os gases que no momento da abertura da válvula de escape se encontram a uma pressão superior a atmosférica, se descarregam violentamente para o exterior neste primeiro período da fase, que ocorre quase a volume constante (escape espontâneo). A pressão reduz rapidamente e em 9, quando começa o curso de escape, supera por pouco a pressão atmosférica com tendência a reduzir-se ainda mais durante a primeira parte deste curso. Às vezes, se os condutos de escape são longos, por efeito de inércia da coluna gasosa, pode ocorrer em 10 uma rápida ponta de depressão. Em 11 começa o segundo período da fase: o pistão, deslocando-se para o PMS, expulsa os gases que ainda ocupam o cilindro. Este período se desenvolve a pressão ligeiramente superior à atmosférica

(sobre-pressão de escape) por efeito da resistência que os gases encontram ao passar pela válvula de escapamento e condutos de escape, e representa trabalho passivo. O pistão não pode expulsar completamente os gases queimados porque uma parte deles ocupa a câmara de combustão. Em 1, ao final do curso de escape, a pressão tem ainda um valor ligeiramente superior a atmosférica, por isto é que a fase se prolonga até o ponto 2. Em 12 volta a abrir a válvula de admissão de modo que em 2 esta se encontra completamente aberta e oferece a máxima passagem para a nova fase de admissão. Assim começa um novo ciclo, que continuará ser repetido regularmente.

**Figura 7 – Ciclo indicado em função do ângulo do virabrequim**



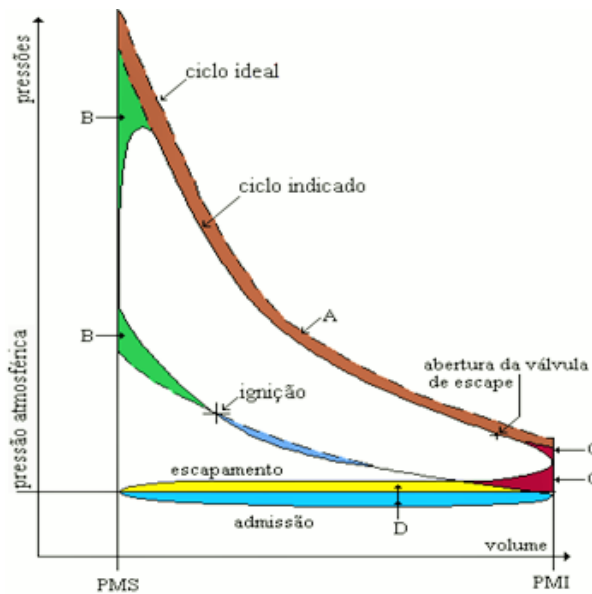
Fonte: Adaptado de GIACOSA, 1988

A Figura 8 ilustra o diagrama PV de um MCI em comparação com o diagrama PV do ciclo ideal. Observa-se que como a combustão não acontece em um volume constante, há uma alteração da curva de pressão característica do motor, sendo indicadas as perdas em relação ao ciclo ideal pela região B do diagrama. Outro importante aspecto é a admissão e exaustão a pressão constante. De fato, no ciclo real, esses processos não acontecem exatamente como previsto, e acabam influenciando na eficiência térmica do ciclo, característica não observada no modelo ideal. Essas perdas são indicadas pela região D do diagrama. A região A refere-se à perda no processo de expansão, já que há variação nas propriedades



termodinâmicas do fluido de trabalho em função das alterações de temperatura e também, devido às reações químicas que se processam. A região C indica as perdas no processo inicial de retirada de calor, ou seja, no ciclo ideal ela é suposta a volume constante, porém, essa primeira expulsão dos gases de escape tem um tempo finito, sendo comum a abertura da válvula de escape antes do PMI, como ilustrado pela figura.

**Figura 8 – Comparação ciclo real do MCI com o ciclo ideal**



Fonte: Adaptado de GIACOSA, 1988

A partir do ciclo real de um motor de combustão interna é possível calcular o trabalho indicado, o trabalho de bombeamento e as pressões médias efetivas.

O trabalho indicado ou trabalho útil ( $W_i$ ) do ciclo é calculado pela Equação 20,

$$W_i = \oint P dV \quad (20)$$

O trabalho de bombeamento ( $W_p$ ) é o trabalho do ciclo somente nos tempos de admissão e exaustão, e é calculado pela Equação 21,

$$W_p = \left( \int_{PMS}^{PMI} P dV \right)_{admissão} + \left( \int_{PMI}^{PMS} P dV \right)_{exaustão} \quad (21)$$

Segundo Heywood (1988), a pressão média efetiva indicada (IMEP – *Indicated Mean Effective Pressure*) é definida como a pressão média hipotética no cilindro que durante o tempo de expansão produziria o mesmo trabalho indicado. A IMEP calculada pela Equação 22 também é chamada de IMEP líquida, já que foram contabilizadas as perdas por bombeamento.

$$\text{IMEP} = \frac{W_i}{V_d} \quad (22)$$

Ainda segundo Heywood (1988), a pressão média efetiva de bombeamento (PMEP – *Pumping Mean Effective Pressure*) é definida como a pressão média hipotética no cilindro que durante o tempo de expansão produziria o trabalho equivalente aos tempos de admissão e exaustão. A PMEP é calculada pela Equação 23.

$$\text{PMEP} = \frac{W_p}{V_d} \quad (23)$$

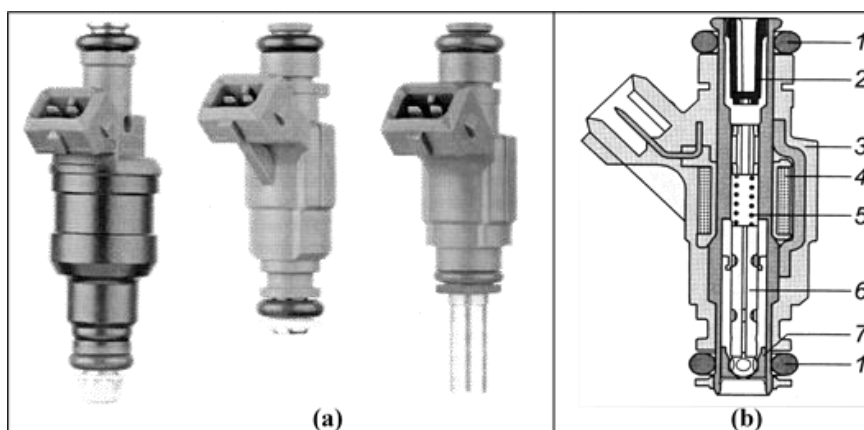
#### **2.1.4. Formação da mistura ar/combustível**

O combustível pode ser combinado com o oxidante antes do coletor de admissão, como nos motores carburados, no interior do coletor de admissão, com injeção indireta, ou dentro da câmara de combustão (injeção direta). Quando feita fora da câmara de combustão, a mistura pode ser realizada por um carburador, que é um sistema totalmente mecânico, ou por meio de eletro injetores controlados por uma central eletrônica, que leva em consideração vários parâmetros de operação do motor, sendo este último o sistema de interesse e estudo deste trabalho. (STONE, 1999).

A evolução dos sistemas eletrônicos, principalmente nas décadas de 1980 e 1990, promoveu o advento dos sistemas de gerenciamento eletrônico para formação da mistura ar/combustível. Neste sistema, a quantidade de combustível fornecida é dosada através de eletro válvulas acionadas por solenóides, denominadas de eletro injetores. A dosagem da quantidade de combustível é feita através da modulação da

largura de um pulso de tensão (*Pulse Width Modulation - PWM*) aplicado ao solenóide do eletro injetor, que pode ser visto esquematicamente na Figura 9. Quando o solenóide é energizado, um campo magnético desloca a agulha (6) do eletro injetor permitindo assim a passagem de combustível desde a entrada (1) até a válvula de vedação (7) montada na saída do mesmo (8). No instante em que a bobina de indução é desenergizada, a mola (5) comprime novamente a agulha (6) contra a válvula de vedação (7), bloqueando a passagem de combustível. No momento da desenergização, ocorre o surgimento de uma tensão reversa nos terminais do eletro injetor, induzindo na agulha uma força no sentido de fechamento da válvula de vedação reduzindo assim o tempo necessário para fechamento do eletro injetor. (RODRIGUES FILHO, 2013).

**Figura 9 – (a)Tipos de eletro injetores PFI (b) Eletro injetor em corte**



**Fonte: Adaptado de BAUER, 1999**

De acordo com Khovakh (1979), a mistura ar/combustível é considerada estequiométrica se o oxigênio ( $O_2$ ) presente na massa de ar admitida for suficiente para reagir completamente com a massa de combustível inserida, obtendo-se como produtos da combustão o dióxido de carbono ( $CO_2$ ), a água ( $H_2O$ ) e os gases inertes presentes no ar de admissão. Em função do número de moles de uma reação é possível determinar as massas de ar ( $\dot{m}_{ar}$ ) e de combustível ( $\dot{m}_{comb}$ ) que reagem durante a combustão e, dessa forma, determinar a relação ar/combustível (*AFR*) da reação:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \quad (24)$$

A relação ar/combustível estequiométrica ( $AFR_{est}$ ) varia de acordo com o tipo de combustível utilizado, como mostra a Tabela 1, tendo-se sempre como referência a concentração de  $O_2$  presente no ar atmosférico.

**Tabela 1 – Relação ar/combustível estequiométrica para diferentes combustíveis**

<b>Combustível:</b>	<b><math>AFR_{est}</math> [kg/kg]:</b>
Gasolina Pura (E0)	14,7:1
Etanol seco ( $C_2H_6O$ )	9,0:1
Gasolina Comum (E22)	13,2:1
Diesel	15,2:1
Metanol	6,4:1
Metano ( $CH_4$ )	17,2:1
Propano ( $C_3H_8$ )	15,6:1
Butano ( $C_4H_{10}$ )	15,4:1
Hidrogênio	34,0:1

Fonte: PUJATTI, 2007

Na formação da mistura, a massa de ar admitido e a massa de combustível quando combinadas podem formar três tipos de mistura:

- Mistura estequiométrica – mistura quimicamente balanceada;
- Mistura rica – mistura com excesso de combustível em relação a condição estequiométrica;
- Mistura pobre – mistura com excesso de ar em relação a condição estequiométrica.

A relação ar/combustível real ( $AFR_{real}$ ) em função da relação ar/combustível estequiométrica ( $AFR_{est}$ ) é definida como fator lambda ( $\lambda$ ):

$$\lambda = \frac{(ar/combustível)_{real}}{(ar/combustível)_{est}} = \frac{AFR_{real}}{AFR_{est}} \quad (25)$$

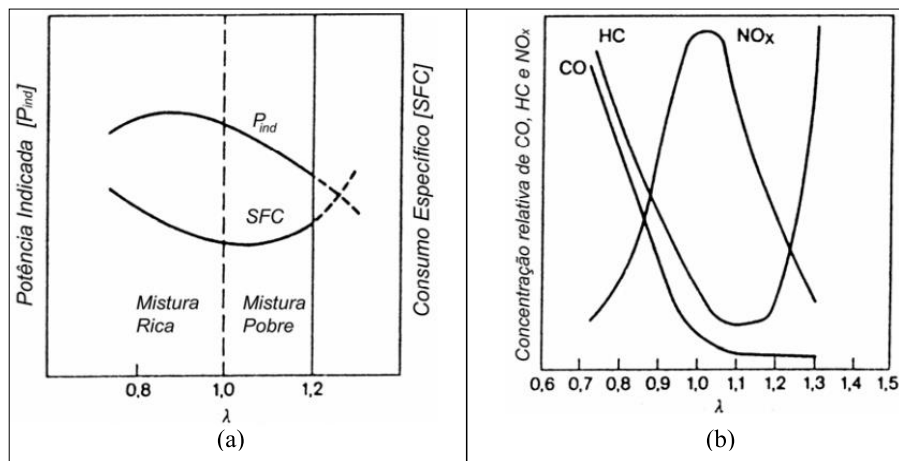
Desta forma tem-se:

$\lambda < 1 \rightarrow$  mistura rica;

$\lambda > 1 \rightarrow$  mistura pobre;

O fator lambda é muito importante para o funcionamento do motor, pois influi de forma direta no desempenho, no consumo de combustível e nas emissões de poluentes. A Figura 10(a) apresenta a influência da variação do fator  $\lambda$  na potência indicada e no consumo específico de combustível. A Figura 10(b) apresenta a influência do  $\lambda$  na composição das emissões de poluentes.

**Figura 10 – (a) Influência do  $\lambda$  no desempenho (b) Influência do  $\lambda$  nas emissões**



Fonte: Adaptado de BAUER, 1999

## 2.1.5. Combustão em motores de ignição por centelha

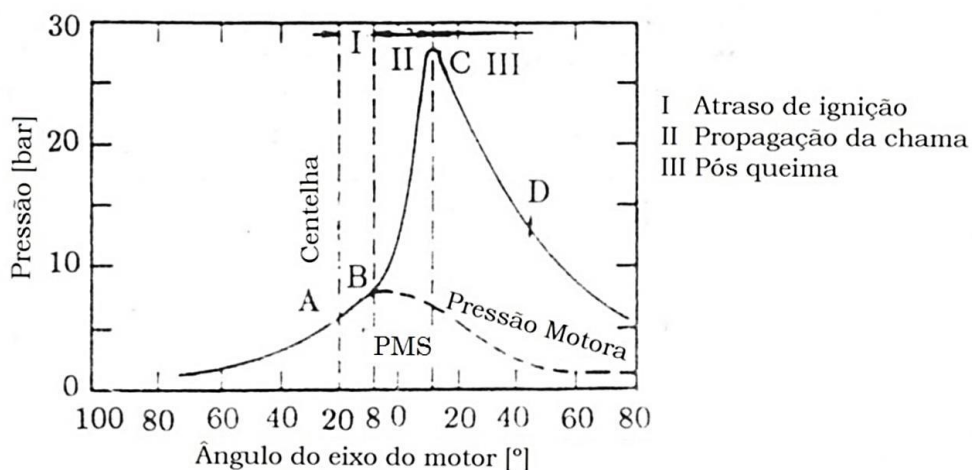
### 2.1.5.1. Combustão normal

Nos motores convencionais de ignição por centelha, a ignição ocorre quando uma pequena parte da mistura ar/combustível reage ao entrar em contato com a centelha elétrica cuja temperatura varia entre 3000 e 6000 °C e ocorre a ionização molecular. Caso a energia de ignição seja pequena, a combustão não ocorrerá, exceto da pequena porção em contato direto com a centelha elétrica. Como a combustão não é instantânea, mas dura um período finito de tempo, ela é iniciada no final do tempo da compressão, ou seja, antes do pistão atingir o PMS. Uma vez iniciada, massa e energia se propagam por condução, radiação e convecção do calor, promovendo assim o aquecimento e ignição da porção de mistura não queimada. Desta forma, a condução e a difusão de calor da mistura fresca para a mistura queimada exerce um papel preponderante no processo. A velocidade de propagação da chama depende das propriedades e das condições da mistura e se

não houver nenhum escoamento direcionado dentro da câmara de combustão a frente de chama vai se propagar com velocidade uniforme em todas as direções e assumir, conseqüentemente, uma geometria esférica. (STONE, 1999; GANESAN, 2003; HEYWOOD, 1988).

O processo de combustão pode ser dividido em três fases, como mostrado na Figura 11, onde também pode ser visualizada a variação de pressão durante a combustão. O ponto A representa o momento em que a centelha elétrica é produzida pela vela de ignição (no caso, 20° antes do PMS), o ponto B identifica o início do aumento da pressão (neste caso, 8° antes do PMS) e o ponto C onde o pico de pressão é atingido (aproximadamente 10° depois do PMS). Assim AB representa o primeiro estágio da combustão, BC o segundo e CD o terceiro. (GANESAN, 2003).

**Figura 11 – Fases da combustão**



Fonte: Adaptado de GANESAN, 2003

Segundo Stone (1999), no primeiro estágio (AB) a inflamação da mistura é causada pela liberação de calor de forma intensa e localizada, na região próxima à vela de ignição. O aumento localizado de temperatura provoca a vaporização do combustível e a auto-ignição do mesmo, dando início ao processo de combustão. O início da combustão da mistura é determinado pelo momento onde se torna possível identificar o início do aumento de pressão, o que não acontece instantaneamente. De acordo com Ganesan (2003) o tempo decorrido entre a liberação da centelha e o início da combustão é chamado de atraso de ignição. O atraso de ignição é devido

ao tempo necessário para que as reações de oxidação do combustível aconteçam quando este está submetido a altas temperaturas. Depois de um tempo, a velocidade destas reações aumenta de tal forma que será possível identificar o processo de combustão. O primeiro estágio da combustão caracteriza-se por ser um processo puramente químico dependente da temperatura, pressão, natureza do combustível, sua razão estequiométrica e da fração de gases queimados remanescentes do ciclo anterior.

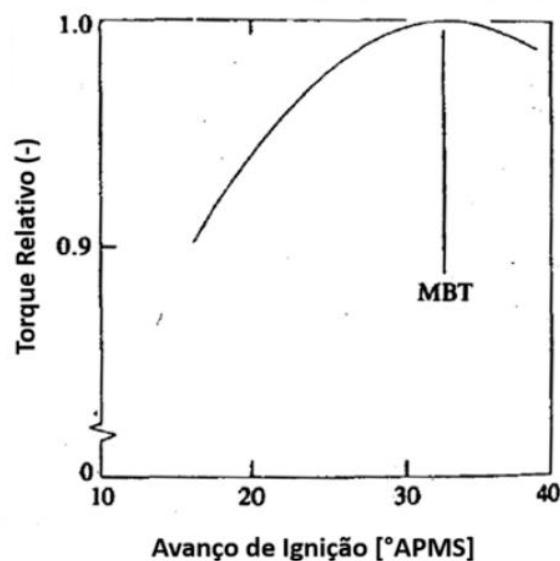
O início do segundo estágio (BC) coincide com o início da combustão, que se dá no momento onde é possível identificar o início do aumento da pressão. Neste estágio, a velocidade de propagação da frente de chama é praticamente constante. A taxa de transferência de calor para as paredes do cilindro é pequena, pois apenas uma pequena parte da mistura queimada tem contato com elas. A taxa de liberação de calor depende intensamente no nível de turbulência e da taxa em que a reação ocorre que, por sua vez, é função da composição da mistura. O aumento da pressão é proporcional à taxa de liberação de calor, pois neste estágio da combustão o volume é praticamente constante, uma vez que o pistão encontra-se próximo ao PMS.

O terceiro estágio (CD) tem seu início no instante em que a pressão atinge seu valor máximo, ponto C. Devido a uma redução da velocidade de chama e da diminuição da área superficial da frente de chama, a taxa de combustão decresce. Uma vez que o tempo de expansão começa antes deste estágio, onde o pistão encontra-se no seu movimento descendente, esta fase é caracterizada por uma contínua redução da pressão. (GIACOSA, 1988).

O avanço de ignição visa proporcionar o tempo necessário para que a combustão se inicie e se desenvolva de tal forma que o pico de pressão resultante desse processo ocorra poucos graus depois do pistão iniciar seu movimento descendente. Se o avanço de ignição for demasiadamente grande haverá um aumento excessivo da pressão no cilindro antes do pistão atingir o PMS e iniciar seu movimento descendente, resultando em um aumento do trabalho de compressão e redução do trabalho útil do ciclo. Por outro lado, se a ignição for muito atrasada, os valores máximos de pressão do ciclo serão reduzidos, reduzindo o torque máximo do motor. Assim, existe um momento ideal para a liberação da centelha, de tal forma a minimizar o trabalho de compressão e proporcionar os maiores valores de pressão

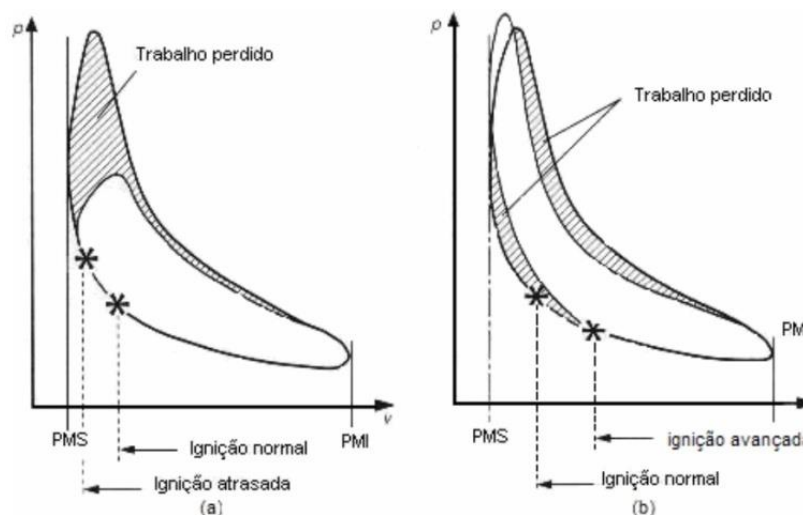
nos instantes iniciais do movimento descendente do pistão, gerando o maior torque e menor consumo de combustível para um determinado regime de operação. Este avanço é conhecido pela sigla MBT (do inglês “*Maximum Break Torque*”). A Figura 12 mostra o comportamento do torque em relação ao avanço da ignição e a Figura 13 mostra o trabalho perdido quando o avanço de ignição não está otimizado, isto é, está fora do ponto em que será produzido o maior torque, MBT. (STONE, 1999; GIACOSA, 1988).

**Figura 12 – Variação do torque em função do avanço de ignição**



Fonte: Adaptado de HEYWOOD, 1988

**Figura 13 – Efeito do avanço de ignição no diagrama PV**



Fonte: Adaptado de GIACOSA, 1988



### **2.1.5.2. Combustão anormal**

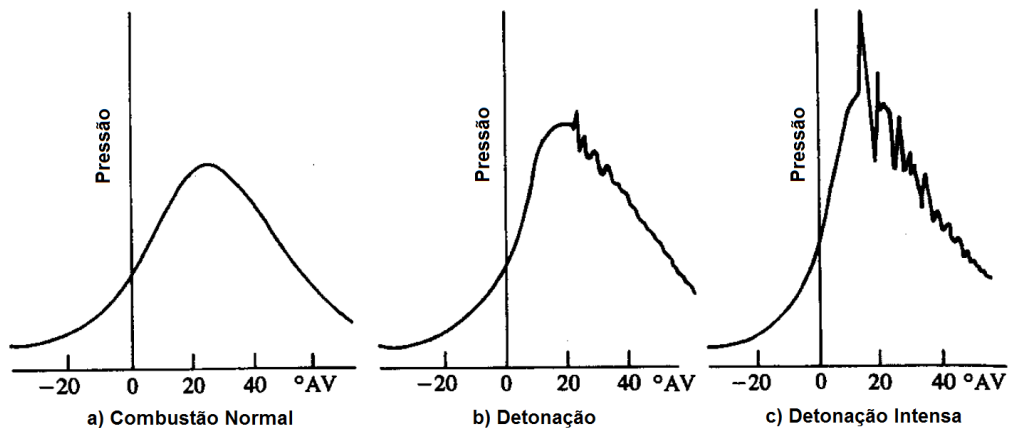
A combustão anormal nos motores de ignição por centelha pode ser separada em dois tipos, a pré-ignição e auto-ignição ou pós-ignição da mistura.(HEYWOOD, 1988).

A pré-ignição é caracterizada pelo início das reações de oxidação do combustível antes do instante da centelha, e é observada quando um ponto quente na câmara de combustão cede energia suficiente ao início das reações. Apesar de classificada como combustão anormal, já que é iniciada antes do momento programado, apresenta propagação de uma onda de combustão com velocidade subsônica e forma semelhante à combustão normal.

A auto-ignição se caracteriza pelo início das reações de oxidação do combustível em uma ou mais regiões da mistura não queimada, depois do instante da centelha, produzindo o mesmo efeito da pré-ignição.

A detonação, com base na teoria de motores, se refere à interação de duas ou mais ondas de deflagração, que eventualmente podem atingir velocidade supersônica, (MACHADO, 2012), e é consequência da ocorrência de um dos dois tipos de combustão anormal citados anteriormente. Segundo Taylor (1988), após a ignição da mistura, uma frente de chama se propaga ao longo do volume do cilindro elevando a temperatura e pressão dos gases não queimados. Quando a temperatura desses gases atinge a temperatura de auto-ignição da mistura é observado o início de uma nova zona de combustão, sendo esta, caracterizada pela elevada taxa das reações de oxidação. Como a combustão acontece a volume constante, devido à sua elevada velocidade, uma alta energia é liberada em uma região da câmara de combustão, assim uma elevada pressão local é observada, seguida de um pulso de pressão que se propaga ao longo do volume do cilindro, sendo refletidos pelas paredes. A Figura 14 ilustra curvas de pressão medidas sem e com detonação, evidenciando a propagação de ondas de pressão no cilindro.

**Figura 14 – Curvas de pressão no cilindro com e sem detonação**



Fonte: Adaptado de HEYWOOD, 1988

### **2.1.6. Parâmetros de desempenho e de combustão dos MCI**

Segundo Heywood (1988) os parâmetros de desempenho relevantes são o torque, a potência e o consumo específico de combustível. Esses parâmetros podem ser relacionados com algumas eficiências, como, eficiência térmica, de conversão de combustível, de combustão, mecânica e eficiência volumétrica.

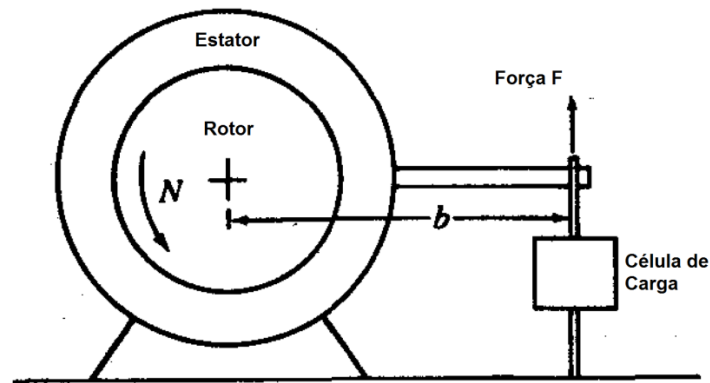
O torque de eixo normalmente é medido com um freio dinamométrico, conforme ilustrado pela Figura 15. O motor é conectado ao rotor do dinamômetro e através de um acoplamento eletromagnético, hidráulico ou de fricção, o rotor é conectado ao estator. Este por sua vez, transmite o esforço para uma célula de carga externa. Deste modo, o torque pode ser calculado sabendo-se o valor do braço de alavanca ( $b$ ) entre o centro da célula de carga e o centro do rotor e o valor de força medido ( $F$ ). A Equação 26 é usada para calcular o torque ( $\tau$ ).

$$\tau = Fb \quad (26)$$

A partir do torque e da velocidade de rotação do rotor, calcula-se a potência ( $Pot$ ) de eixo pela Equação 27, onde  $n$  é a rotação do motor em rpm.

$$Pot = 2\pi n\tau \quad (27)$$

Figura 15 – Esquemático de um freio dinamométrico para ensaio de motores



Fonte: Adaptado de HEYWOOD, 1988

O consumo específico de combustível (BSFC – *Brake Specific Fuel Consumption*) é a taxa de massa de combustível consumido por unidade de potência de eixo produzida pelo motor. Portanto, medindo-se a taxa de consumo de combustível, calcula-se o BSFC pela Equação 28.

$$BSFC = \frac{\dot{m}_{comb}}{Pot} \quad (28)$$

A eficiência de conversão de combustível ( $\eta_{cc}$ ) é a razão entre o trabalho de eixo e a energia total disponível no combustível consumido (PCI - poder calorífico inferior), sendo calculada pela Equação 29.

$$\eta_{cc} = \frac{Pot}{PCI \dot{m}_{comb}} = \frac{1}{PCI \cdot BSFC} \quad (29)$$

Define-se a pressão média efetiva de eixo (BMEP – *Brake Mean Effective Pressure*) como sendo a pressão média hipotética nos cilindros que durante o tempo de expansão produziria o trabalho equivalente ao trabalho de eixo do motor. A BMEP é calculada pela Equação 30.

$$BMEP = \frac{4\pi\tau}{V_d} \quad (30)$$

A pressão média efetiva de atrito (FMEP – *Friction Mean Effective Pressure*) é definida como sendo a pressão média hipotética nos cilindros que durante o tempo de expansão produziria o trabalho equivalente ao trabalho de atrito do motor. A FMEP é calculada pela diferença entre a pressão média efetiva indicada e a pressão média efetiva de eixo, e para cálculo utiliza-se a Equação 31.

$$\text{FMEP} = \text{IMEP} - \text{BMEP} \quad (31)$$

A partir do cálculo das pressões médias efetivas é possível calcular a eficiência mecânica ( $\eta_m$ ) do motor pela Equação 32.

$$\eta_m = \frac{\text{BMEP}}{\text{IMEP}} \quad (32)$$

Segundo Machado (2012), a partir da análise termodinâmica do ciclo real é possível calcular a energia total aparente liberada ( $Q_{at}$ ) pela combustão em um cilindro por ciclo, assim, é possível definir a eficiência da combustão ( $\eta_c$ ), como, a razão entre essa energia e a energia disponibilizada pelo combustível em um cilindro por ciclo, sendo calculada pela Equação 33.

$$\eta_c = \frac{Q_{at}}{\text{PCI} \cdot m_{comb/cil}} \quad (33)$$

A eficiência térmica do ciclo real ( $\eta_t$ ) pode ser calculada pela Equação 34, sendo definida como a razão entre o trabalho do ciclo e a energia total aparente liberada pela combustão no ciclo.

$$\eta_t = \frac{W_i}{Q_{at}} \quad (34)$$

Um parâmetro muito utilizado para avaliação da estabilidade do processo de combustão é a covariância da IMEP (CoV IMEP). Esse parâmetro estatístico é calculado pela Equação 35, sendo necessária a medição de alguns ciclos de funcionamento do motor. Segundo Heywood (1988) e adotado por Baêta (2006), Melo (2012), Machado (2012), Rodrigues Filho (2014) e Teixeira (2015), são necessários entre 60 a 300 ciclos em seqüência para que esse parâmetro possa ser utilizado de maneira correta. Ainda segundo Heywood (1988) a CoV IMEP deve ser menor que 10% para não haver prejuízo no funcionamento do motor, sendo preferencial a condição de CoV IMEP menor que 3,0%. (FERRÁN *et al.*, 2006).

$$\text{CoV IMEP} = \frac{\sigma_{\text{IMEP}}}{\text{IMEP}_{\text{m\u00e9dio}}} \cdot 100 \quad (35)$$

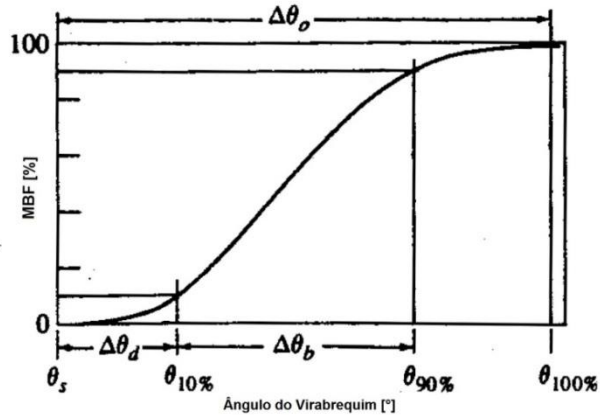
Conforme apresentado no item 2.1.5, a combustão nos motores foi o objeto de pesquisas de vários estudiosos ao longo dos anos, assim, foram definidos parâmetros importantes para análise da combustão.

Heywood (1988) apresenta a curva típica de fração de massa queimada (MBF – *Mass Burned Fraction*) nos motores de combustão interna. De acordo com a Figura 16, define-se o ângulo de desenvolvimento de chama,  $\Delta\theta_d$ , o ângulo de queima rápida,  $\Delta\theta_b$ , e o ângulo de duração da combustão,  $\Delta\theta_o$ .

O ângulo de desenvolvimento de chama foi estabelecido como o intervalo angular entre o ângulo de avanço de ignição,  $\theta_s$ , e o ângulo correspondente a 10% da fração de massa queimada,  $\theta_{10\%}$ . Já o ângulo de queima rápida foi estabelecido como o intervalo angular entre o ângulo correspondente a 10% da fração de massa queimada,  $\theta_{10\%}$ , e o ângulo correspondente a 90% da fração de massa queimada,  $\theta_{90\%}$ . Define-se o ângulo de duração da combustão, como sendo o intervalo angular entre o ângulo de avanço de ignição,  $\theta_s$ , e o ângulo correspondente a 100% da fração de massa queimada,  $\theta_{100\%}$ .

Outros trabalhos acrescentam o ângulo de atraso experimental de combustão, sendo este, o intervalo angular entre o ângulo de avanço de ignição e o ângulo correspondente ao início da liberação de calor. (MACHADO, 2012). Outro importante parâmetro que deve ser levado em consideração é o ângulo na qual 50% da massa de combustível foi queimada, MBF 50. HEYWOOD (1988).

**Figura 16 – Curva típica da fração de massa queimada**



Fonte: Adaptado de HEYWOOD, 1988

## 2.2. Combustíveis

Nesta seção é apresentada, resumidamente, as características do etanol e do gás natural para aplicação em motores de combustão interna. Ambos são combustíveis de interesse utilizados no trabalho. Posteriormente, o biogás será abordado com mais profundidade.

### 2.2.1. Etanol

O etanol é um composto químico da família dos alcoóis contendo em sua fórmula química dois átomos de carbono e um radical OH, que o caracteriza como álcool. Sua fórmula básica é  $C_2H_5OH$ . Ele pode ser obtido através de vegetais ricos em açúcar, como a cana-de-açúcar no Brasil e o milho nos EUA. O etanol combustível brasileiro é também chamado E100, sendo hidratado com teor de 6,0 a 7,4% de água. (MACHADO, 2012).

A produção do etanol da cana-de-açúcar utiliza parte dos seus próprios rejeitos para a geração de energia na sua fabricação, como por exemplo, o bagaço da cana. O processo de fabricação envolve duas etapas que são a fermentação, quando, através da ação de microorganismos, o açúcar presente no melaço se transforma em álcool e a destilação, usada para separar o álcool do chamado mosto de fermentação. Como resultado da fabricação, um resíduo conhecido como vinhoto pode acarretar grandes problemas ecológicos se lançado em rios e lagos através da proliferação descontrolada de bactérias, reduzindo drasticamente a quantidade de

oxigênio dissolvido na água. Por esse motivo a Secretaria do Meio Ambiente faz severas restrições ao projeto de destilarias e as obriga a processar adequadamente o seu vinhoto.

O etanol possui o poder calorífico inferior ao da gasolina e do GNV, porém como a sua razão ar/combustível é também inferior, necessita-se de menos quantidade de ar para a combustão completa por já possuir oxigênio em sua composição. A mistura com etanol, possui então, maior quantidade de energia disponível para uma mesma massa de ar.

Pode-se citar como vantagens do etanol, Pulkrabek (1997) e Baêta (2006):

- Combustível renovável que pode ser obtido de diversas fontes, naturais ou manufaturadas;
- Possui alta octanagem com alta resistência a detonação. Motores que funcionam com combustíveis de alta octanagem podem funcionar mais eficientemente com razões volumétricas de compressão maiores;
- Apresentam menores índices de emissão de poluentes que a gasolina e são combustíveis com menores teores de enxofre;
- Alguns motores flexíveis funcionam com gasolina, etanol, ou mistura desses em qualquer proporção sem necessidade de adaptação.

Pode-se citar como desvantagens do etanol, Pulkrabek (1997) e Baêta (2006):

- Baixo conteúdo energético. Isso significa que quase 1,5 vezes mais combustível é necessário para gerar a mesma potência se comparado a gasolina. Com a mesma eficiência térmica e motores similares, a autonomia do motor em funcionamento é diminuída na mesma proporção;
- O etanol é muito mais corrosível ao cobre, bronze, alumínio, borracha e plásticos. O uso dele deve ser levado em consideração nos projetos de motores porque acarreta algumas restrições na escolha dos materiais;
- Devido à baixa pressão de vapor e evaporação, geralmente os motores a etanol apresentam dificuldade de partida a frio.

### **2.2.2. Gás natural veicular**

O gás metano veicular, ou gás natural veicular (GNV), se apresenta na forma de uma mistura gasosa de hidrocarbonetos, em sua maioria metano. As primeiras extrações de gás natural foram obtidas juntamente com a exploração de petróleo, o que criou erroneamente o conceito de que o gás natural ocorre com ele. Atualmente, a maioria do gás natural é obtido especificamente de poços de gás natural. (VAN BASSHUYSEN, 2015).

O gás natural comercializado no Brasil é regulamentado pela Agência Nacional do Petróleo, ANP, e é composto de aproximadamente 90% de metano ( $\text{CH}_4$ ), sendo os outros 10% compostos por hidrocarbonetos mais pesados, como o etano ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), propano ( $\text{C}_3\text{H}_8$ ) e butano ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ) e outros gases como nitrogênio ( $\text{N}_2$ ), oxigênio ( $\text{O}_2$ ) e gás carbônico ( $\text{CO}_2$ ), segundo dados da Gasmig (2016).

O uso de misturas ricas para o GNV não é recomendado por não apresentar vantagens que são notadas com combustíveis líquidos. Não há aumento significativo do torque e como o GNV não apresenta mudança de fase durante a injeção do combustível, não há calor latente de evaporação e, não se justifica então o uso de misturas mais ricas para ganho de torque pelo resfriamento do ar, como é o caso dos combustíveis líquidos. O uso de misturas ligeiramente mais pobres também pode gerar elevação dos índices de emissões de HC e  $\text{NO}_x$  para níveis acima do aceitável. (VAN BASSHUYSEN, 2015)

Contudo, em sua pesquisa, Manivannan (2003) conclui que misturas bem pobres para o GNV geram níveis de emissões de HC e  $\text{NO}_x$  bem mais baixos que misturas estequiométricas, descartando a necessidade da utilização do conversor catalítico no escapamento. Para isso é necessária uma configuração correta da câmara de combustão, da razão volumétrica de compressão, da energia disponível no sistema de ignição e da turbulência ao final da compressão, visando superar problemas como a baixa velocidade de propagação da chama, a ocorrência de falhas na combustão, a baixa qualidade de distribuição da mistura em motores multicilindros e as grandes concentrações de HC na exaustão. Outro benefício da utilização de misturas pobres para o GNV é o aumento da eficiência térmica devido ao aumento da razão dos calores específicos. A queda de torque produzido pelo uso parcial do ar pode ser recuperada, ou mesmo superada, pela utilização de um sobre alimentador. Nesse caso a resistência à detonação do GNV possibilita um alto grau



de turbo alimentação e razão de compressão volumétrica simultaneamente. O GNV armazenado a pressão de 20,7 MPa ocupa cerca de 5 vezes o volume ocupado pelo Diesel e 4 vezes o volume ocupado pela gasolina, tendo a mesma energia disponível, sendo essa uma das limitações na utilização do GNV. ( MANIVANNAN, 2003). Por ser um combustível gasoso que é armazenado na forma de gás comprimido, o gás natural deve ser armazenado em cilindro sem costura a pressões que variam entre 22000 e 25000 kPa.

O gás natural, se comparado com a gasolina e o etanol, possui um menor valor calorífico por unidade de massa de mistura e menor eficiência volumétrica. A eficiência volumétrica é reduzida por ser um combustível gasoso. Isso reduz o desempenho do motor em relação ao obtido com o etanol e com a gasolina. O GNV também pode causar um desgaste prematuro e anormal de algumas peças, como as válvulas e a sede das válvulas, devido à falta de lubrificidade deste combustível. (VAN BASSHUYSEN, 2015).

Pulkrabek (1997) destaca algumas vantagens do uso do gás natural veicular:

- Baixa emissão de poluentes, mesmo se comparado com etanol. Também não há emissão de particulados.
- O número de octanos (extrapolado) do gás natural é 120, o que o faz um ótimo combustível para motores de ignição por centelha, permitindo que eles trabalhem com altas razões volumétricas de compressão.(HEYWOOD, 1988).
- O combustível é abundante e pode ser obtido de fontes não renováveis ou renováveis, através da decomposição de matéria orgânica.

Pulkrabek (1997) destaca também algumas desvantagens do gás natural veicular:

- O combustível tem baixa energia específica resultando em baixo desempenho quando da sua utilização em motores aspirados.
- O motor funcionando com gás natural apresenta uma eficiência volumétrica menor quando comparado na mesma condição de operação com os combustíveis líquidos pelo fato do combustível ser gasoso.
- Necessidade de ser armazenado em cilindros pressurizados, o que limita a aplicação.

### **2.2.3. Biogás**

Biogás ou biometano é o nome comum dado a uma mistura de gases que foi produzido pela decomposição biológica da matéria orgânica na ausência de oxigênio. Normalmente consiste em uma mistura gasosa composta principalmente de gás metano ( $\text{CH}_4$ ) e gás carbônico ( $\text{CO}_2$ ), com pequenas quantidades de gás sulfídrico ( $\text{H}_2\text{S}$ ) e umidade, sendo que a principal fonte do biogás é a biomassa. (PÖSCHL, 2010).

Biomassa designa-se, em geral, à massa total de matéria orgânica que se acumula num espaço vital. Desta maneira pertencem à biomassa todas as plantas e todos os animais incluindo os seus resíduos (urbanos, agropecuários, industriais, etc). Biomassa energética inclui todos aqueles materiais que sendo biomassa, são suscetíveis de serem utilizados com fins energéticos. Estes elementos primários podem ser transformados pelas diferentes tecnologias de conversão em biocombustíveis sólidos, líquidos ou gasosos e, finalmente, nos produtos finais: energias térmica, mecânica e elétrica. (HOLM-NIELSEN, 2009).

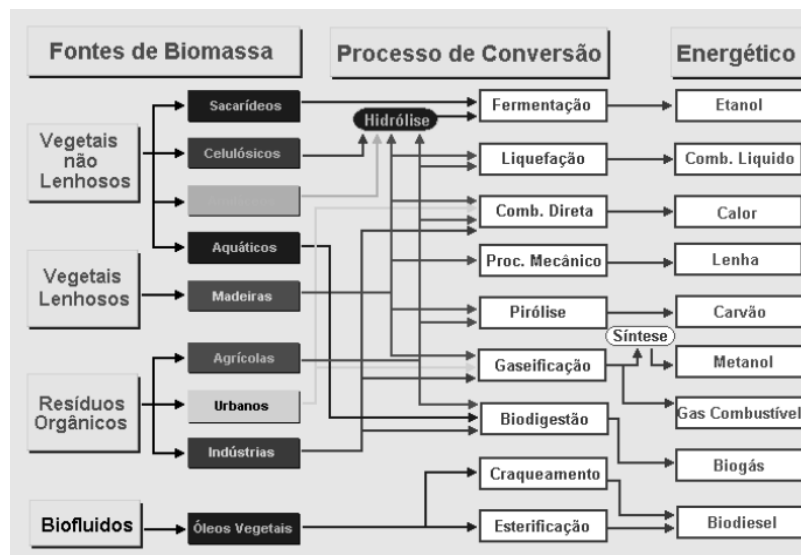
Segundo Mota (1997), os ciclos biogeoquímicos (ou ciclo dos elementos na biosfera), se constituem na transformação cíclica e contínua da matéria, com o aproveitamento energético (fluxo de energia) através da cadeia trófica e um contínuo intercâmbio de elementos químicos entre o meio biótico e o abiótico. Estas transformações da matéria, por sua vez, ocorrem basicamente devido à realização dos processos de síntese e decomposição de materiais orgânicos, através dos organismos autótrofos fotossintetizantes e organismos heterótrofos, consumidores ou decompositores, respectivamente. Desta forma, os processos de decomposição de materiais orgânicos surgem como processos naturais, parte integrante dos ciclos biogeoquímicos.

De acordo com Buekens (2005), a biodigestão de matéria orgânica se constitui em um processo natural, de ocorrência espontânea, onde há a transformação de compostos orgânicos complexos em substâncias mais simples, como metano, dióxido de carbono, água, dentre outros, através da ação combinada de diferentes microrganismos. A decomposição da matéria orgânica pode ocorrer por via aeróbia (oxidação completa dos compostos orgânicos, tendo o oxigênio como aceptor de elétrons), ou por via anaeróbia (decomposição na ausência de oxigênio

molecular, onde nitratos, sulfatos e dióxido de carbono se constituem nos aceptores de elétrons). Enquanto na biodigestão aeróbia a matéria orgânica é convertida, basicamente, em dióxido de carbono, água e sais minerais, no processo anaeróbio há o favorecimento de uma estabilização da matéria orgânica com formação de compostos como o metano e o dióxido de carbono, em detrimento da água. Desta forma, a estabilização anaeróbia da matéria orgânica possibilita a transformação de um material orgânico complexo em compostos como o biogás, que possui reconhecidas propriedades energéticas.

O uso consciente dos recursos energéticos e o aproveitamento de resíduos para conversão de energia é extremamente importante para o futuro mundial. O biogás é um biocombustível com excelente potencial para o desenvolvimento de sistemas de geração de energia, utilizado principalmente em motores de combustão e turbinas. A Figura 17 apresenta um esquema dos processos de conversão da biomassa em energia, onde é possível notar o processo de produção do biogás por meio da biodigestão de resíduos orgânicos.

**Figura 17 – Esquema dos processos de conversão da biomassa em energia**



Fonte: PINHEIRO, 2014

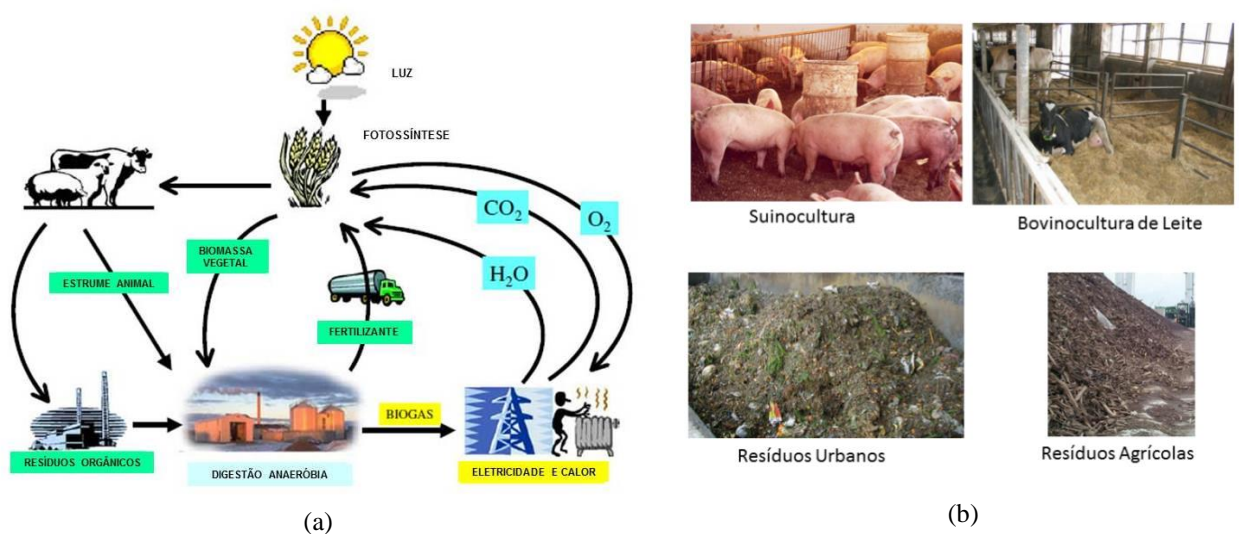
### **2.2.3.1. Decomposição anaeróbia**

De acordo com Kunz (2009), a utilização da tecnologia de digestão anaeróbia como sistema de tratamento de resíduos é conhecida e empregada há bastante

tempo. Os resíduos animais, urbanos e agropecuários constituem uma alta proporção de biomassa e seu uso coerente é importante para os aspectos socioeconômicos e ambientais. Colen (2003) define biodigestor como uma instalação, protegida do contato com o ar atmosférico, onde ocorre uma reação entre material orgânico e bactérias anaeróbias, na ausência de oxigênio, tendo como resultado a produção de biogás e biofertilizante. (MASRI, 2001). Com o objetivo de reduzir os custos do equipamento e melhorar a eficiência desse sistema, vários modelos de biodigestores vêm sendo desenvolvidos e adaptados, de acordo com a sua destinação e com o tipo de dejetos a ser utilizado.

A digestão anaeróbia, utilizada nos biodigestores, é considerada uma das mais eficientes técnicas de aproveitamento de resíduos na área da biotecnologia. Essa importância se dá pela eficiência da digestão anaeróbia em degradar os resíduos orgânicos produzidos em larga escala nas atuais atividades rurais e industriais e ainda gerar energia (CERVI *et al.*, 2010). Nesse processo podem ser utilizados esterco bovino, suíno, de aves, dentre outros resíduos orgânicos de origem humana e vegetal. Holm-Nielsen (2009) explicita o processo cíclico da digestão anaeróbia com o reaproveitamento de resíduos, como mostrado na Figura 18(a). A Figura 18(b) apresenta alguns dos resíduos mais utilizados na produção do biogás.

**Figura 18 – (a) Representação esquemática do ciclo sustentável da digestão anaeróbica (b) Resíduos utilizados na biodigestão**



Fonte: Adaptado de AL SEADI, 2002

As vantagens de unidades de biodigestores para produção de biogás são múltiplas, dentre elas:

- É um processo natural para se tratar rejeitos orgânicos;
- Requer menos espaço que aterros sanitários ou compostagem;
- Diminui o volume de resíduo a ser descartado;
- É uma fonte de energia renovável;
- Produz um combustível de alta qualidade e ecologicamente correto;
- Maximiza o aproveitamento da matéria orgânica;
- Produz como resíduo o biofertilizante;
- Reduz significativamente a quantidade emitida de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) e de metano (CH<sub>4</sub>), gases causadores do efeito estufa.
- Numa perspectiva a longo prazo resulta em economia, pois reduz gastos com eletricidade, transporte de butijão de gás, esgoto, descarte dos demais resíduos, etc.

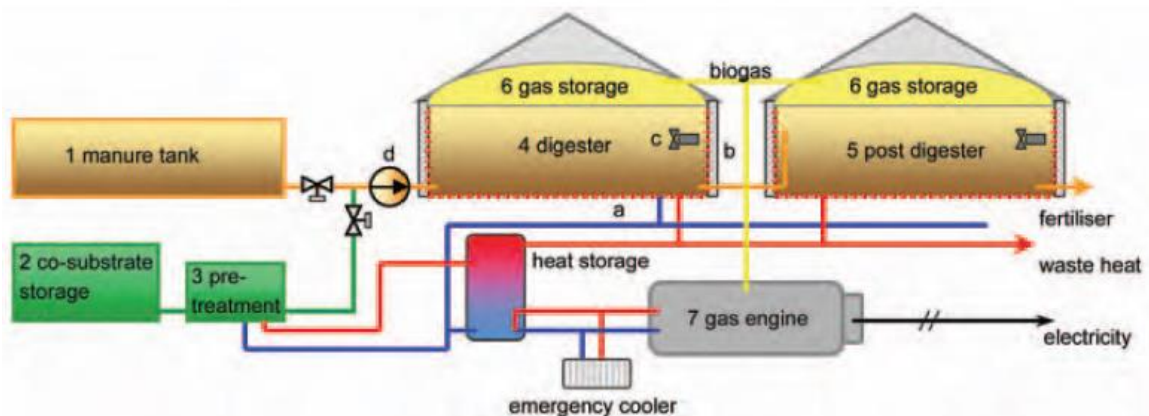
E desvantagens:

- Sempre há formação de gás sulfídrico (H<sub>2</sub>S), um gás tóxico.
- Dependendo do tipo de resíduo essa quantidade será maior ou menor, o que implica numa possível etapa de tratamento do gás, dependendo do uso.
- Custo inicial alto.
- Dependência de variáveis ambientais, como temperatura.
- Escolha adequada do material utilizado na construção, pois há formação de gases corrosivos (H<sub>2</sub>S) o que em longo prazo implica em custo com manutenção.

### **2.2.3.2. Descrição do sistema de biodigestores**

A Figura 19 mostra uma vista geral de uma instalação típica de digestão anaeróbia. Os componentes e etapas de um biodigestor são descritos em seqüência. (PLANNING AND INSTALLING BIOENERGY SYSTEMS, 2005).

**Figura 19 – Exemplo de instalação de um biodigestor**



Fonte: PLANNING AND INSTALLING BIOENERGY SYSTEMS, 2005

- 1) Armazenamento do resíduo: Os sistemas de armazenamento de resíduos mais comuns são adegas, silos e sacos de adubo.
- 2) Armazenamento do co-substrato: A adição de outros tipos de biomassa com uma densidade de energia mais elevada do que o resíduo principal pode aumentar substancialmente a produção de biogás. A biomassa adicional é chamada de co-substrato. A diferença de fluidez dos co-substratos, em comparação com o resíduo principal geralmente garantem o armazenamento separado.
- 3) Pré-tratamento: Basicamente, existem três métodos diferentes de pré-tratamento, dependendo do tipo de co-substrato e as características de tamanho do mesmo: mecânica, pré-aquecimento e de tratamento térmico. Alguns co-substratos requerem uma redução de tamanho, como cortar ou moagem, para evitar a ocorrência de pedaços de co-substrato que são muito grandes para as bombas e misturadores da instalação. A redução de tamanho, também aumenta a área de superfície para a ação das bactérias, que irão acelerar a produção de biogás. Outros tipos de co-substrato, tais como gorduras, podem necessitar de pré-aquecimento, a fim de melhorar as características de fluxo. Certos co-substratos precisam de tratamento térmico, a fim de cumprir os requisitos de saneamento.
- 4) Biodigestor ou digestor: No digestor os substratos são aquecidos e o processo de fermentação ocorre. Os dois produtos finais desse processo

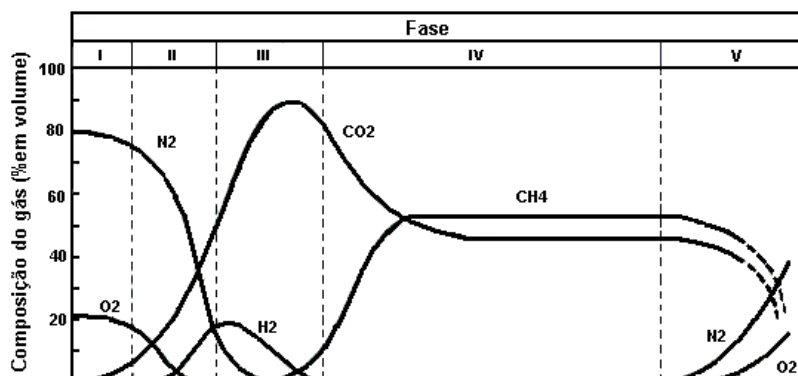
são o biogás e o substrato digerido. O conteúdo é agitado periodicamente. Isto é necessário devido às seguintes razões:

- misturar novo substrato com o substrato velho para melhorar a penetração de bactérias;
  - manter uma temperatura uniforme no digestor;
  - para prevenir e perturbar a acumulação de camadas sedimentares;
  - para melhorar o metabolismo das bactérias, removendo as bolhas de gás e substituindo-os por matéria-prima fresca.
- 5) Armazenamento do resíduo pós-digerido: Os substratos digeridos são comumente armazenados em um tanque de pós-digestão. Este serve como um tanque de armazenamento como nem todo resíduo pode ser usado diretamente depois digerido. Além disso, biogás adicional pode ser produzido.
- 6) Armazenamento de biogás: O biogás que é produzido no digestor terá de ser armazenado até ser utilizado. Ele pode ser armazenado dentro do digestor ou em um reservatório externo. Isso depende da aplicação e do tipo de biodigestor.
- 7) Aplicação: O motor a gás, funcionando como uma unidade de cogeração irá utilizar o biogás para gerar eletricidade e calor. A eletricidade produzida pode ser utilizada para fins próprios ou ser fornecida à rede (ou uma combinação de ambos). O calor produzido pode ser parcialmente utilizado para o aquecimento do digestor. O calor remanescente pode ser utilizado para o aquecimento de edifícios ou estábulos, ou para outros fins, tais como estufas ou processos industriais.

### **2.2.3.3. Processo biológico e composição do biogás**

A decomposição dos resíduos é um dos principais fatores que influenciam a geração de biogás. Segundo Tchobanoglous *et al.*(1993) e Bidone (1999), a geração do biogás ocorre em cinco fases, como ilustrado na Figura 20, e detalhado na seqüência.

**Figura 20 – Fases de geração de gases**



Fonte: FERNANDES, 2009

**Fase I:** A primeira fase é a de ajuste inicial. Nessa fase ocorre a biodegradação aeróbia devido à quantidade de ar que é enterrado/misturado juntamente com o resíduo.

**Fase II:** Fase identificada como fase de transição. O oxigênio é consumido e as condições anaeróbias começam a prevalecer. Os principais aceptores finais de elétrons na fase anaeróbia são o nitrato e o sulfato. Ocorre a conversão de matéria orgânica solúvel em ácidos graxos voláteis. Nesta fase predomina a formação de CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>, conhecida como fase acidogênica.

**Fase III:** Fase ácida. As reações iniciadas na fase de transição são aceleradas com a produção de quantidades significativas de ácidos orgânicos e quantidades menores de gás hidrogênio. O dióxido de carbono é o principal gás gerado durante esta fase e os microorganismos envolvidos nesta conversão, descritos como não metanogênicos, são constituídos por bactérias anaeróbias estritas e facultativas. Esta fase também é conhecida como acetogênica, pois ocorre a conversão de ácidos graxos voláteis em ácido acético (CH<sub>3</sub>COOH).

**Fase IV:** Fase metanogênica. Nesta fase predominam microrganismos estritamente anaeróbios, denominados metanogênicos, que convertem ácido acético e gás hidrogênio em CO<sub>2</sub> e CH<sub>4</sub> em uma proporção de 35-50% e de 45-60%, respectivamente. A formação do metano e dos ácidos prossegue simultaneamente, embora a taxa de formação dos ácidos seja reduzida consideravelmente.

**Fase V:** Fase de maturação. Esta fase ocorre após grande quantidade do material orgânico ter sido biodegradado e convertido em CH<sub>4</sub> e CO<sub>2</sub> durante a fase metanogênica. A taxa de geração do gás diminui consideravelmente, pois a maioria



dos nutrientes disponíveis foi consumida nas fases anteriores e os substratos que restam no biodigestor são de degradação lenta.

A duração de cada etapa pode variar, dependendo da quantidade de nutrientes, da quantidade de água presente na massa de resíduos e principalmente da compactação dada à camada de resíduos. Segundo Fernandes (2009), a duração de cada etapa está descrita na Tabela 2.

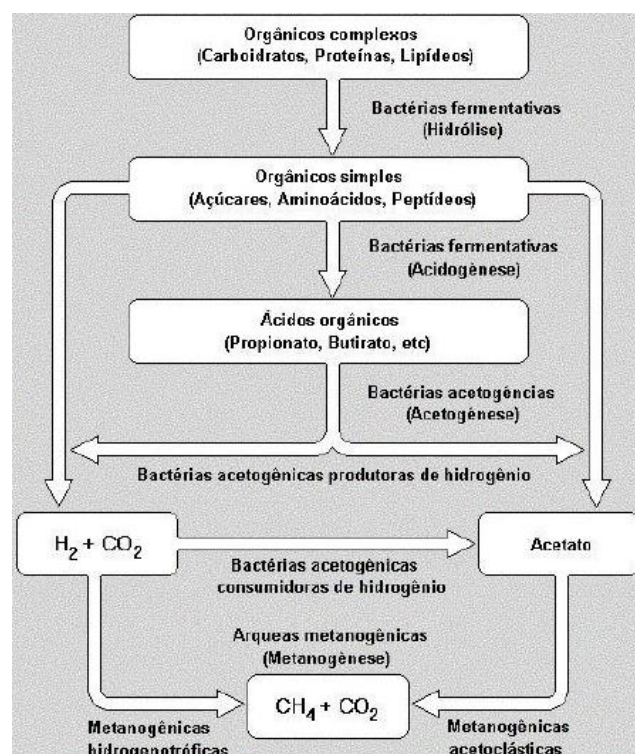
**Tabela 2 – Intervalo de duração das fases**

<i>Fases</i>	<i>Intervalo de duração das fases</i>
I	Algumas horas a 1 semana
II	1 mês a 6 meses
III	3 meses a 3 anos
IV	8 anos a 40 anos
V	1 ano a mais de 40 anos

Fonte: Adaptado de FERNANDES, 2009

Chernicharo (2007) apresenta esquema resumido e didático das fases do processo biológico da digestão anaeróbia, como mostra a Figura 21.

**Figura 21 – Esquemático das rotas metabólicas envolvidas no processo de digestão anaeróbica**



Fonte: CHERNICHARO, 2007

A ocorrência, de maneira satisfatória, das etapas da biodigestão anaeróbia, depende de uma série de fatores ambientais para o desenvolvimento e sobrevivência de todos os microrganismos envolvidos, tais como: temperatura, pH e presença de nutrientes. A presença excessiva de alguns elementos pode ainda acarretar em uma toxicidade do meio, inviabilizando o processo. Em relação à temperatura, esta se constitui em um dos principais parâmetros determinantes da seleção das espécies envolvidas no processo de digestão. A temperatura do ambiente é que determina a temperatura interna das células dos microrganismos. (CHERNICHARO, 2007).

Em relação à composição do biogás, Pertl (2010) explicita que a pequena diferença existente entre a concentração de gás metano e dióxido de carbono encontrada no biogás se deve à dissolução de parte do CO<sub>2</sub> na fração aquosa da massa de resíduos. Igoni (2008) apresenta em seu trabalho (Tabela 3) a composição química do biogás, ressaltando a variação da concentração de cada componente dependendo da matéria-prima/resíduos e do processo de produção.

**Tabela 3 – Composição do biogás**

<i>Constituinte</i>	<i>Composição</i>
Metano (CH <sub>4</sub> )	55 - 75%
Dióxido de carbono (CO <sub>2</sub> )	30 - 45%
Ácido sulfídrico (H <sub>2</sub> S)	1 - 2%
Nitrogênio (N <sub>2</sub> )	0 - 1%
Hidrogênio (H <sub>2</sub> )	0 - 1%
Monóxido de carbono (CO)	Traços
Oxigênio (O <sub>2</sub> )	Traços

**Fonte: Adaptado de IGONI, 2008**

A composição do biogás varia de um local para outro e mesmo de uma célula para outra na mesma planta de produção. Esta variação ocorre a todo o tempo. Segundo Weiland (2010), os fatores que podem influenciar a composição do biogás são os seguintes:

- Diferenças na composição do resíduo, pré-tratamento e armazenamento;
- Mudança na forma predominante da atividade microbológica (anaeróbio e/ou aeróbio);
- Idade do resíduo;

- Características hidráulicas do local;
- Propriedades físico-químicas dos componentes do resíduo;
- Diferentes propriedades dos componentes do biogás
- Temperatura do biodigestor

O fato de apresentar em sua composição alta concentração de metano faz com que o biogás seja altamente inflamável, podendo ser utilizado em todas as funções termodinâmicas: geração de frio, calor e potência. No meio rural, o biogás apresenta grandes utilidades, tais como: cocção, iluminação, aquecimento, funcionamento de motores a combustão e para irrigação, refrigeração doméstica e geração de energia elétrica. (PÖSCHL, 2010).

Nogueira (1986) admite que o poder calorífico do biogás está condicionado ao percentual de metano presente em sua composição e também ao seu grau de umidade. Segundo o autor, apesar de possuir baixa densidade, o biogás apresenta boas características, de forma especial se o metano, seu principal constituinte, for isolado, fazendo com que se transforme em um combustível de alto valor.

### **2.3. Recirculação dos gases do escapamento - EGR**

A recirculação dos gases de escape (do inglês, *Exhaust Gas Recirculation – EGR*), consiste na reintrodução de gases queimados no cilindro. A EGR tem o objetivo de reduzir tanto as emissões de óxido de nitrogênio (NOx) quanto os níveis de consumo de combustível em regiões do mapa de operação. A fração de gases queimados recirculados na admissão produzem uma significativa diluição da mistura ar-combustível, portanto, reduz a temperatura na câmara de combustão e, como consequência, reduz a formação de NOx. Além disso, a diluição da mistura permite a redução tanto das perdas por bombeamento em cargas parciais, quanto das perdas por transferência de calor através das paredes da câmara de combustão, resultando no aumento da eficiência de conversão de combustível do motor. (GALLONI *et al.*, 2012).

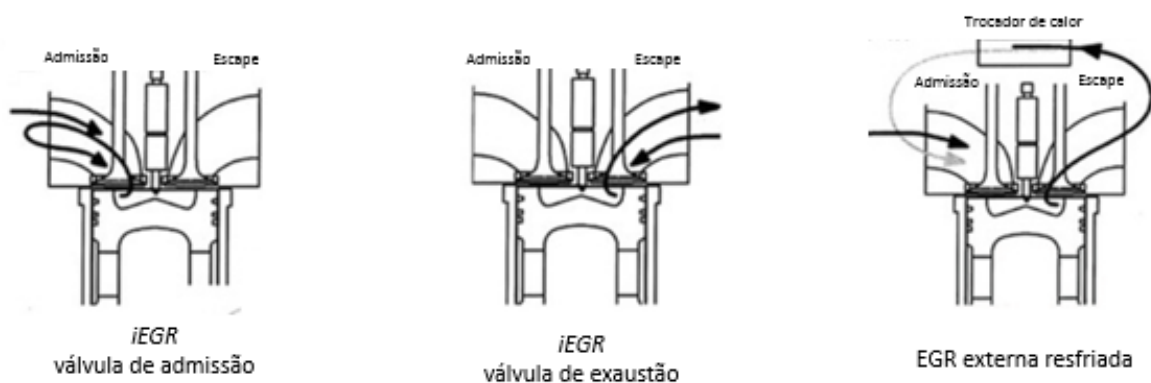
A diluição da mistura ar-combustível feita por EGR reduz a taxa de queima do combustível com a redução da temperatura durante a combustão e propicia a inibição de detonação. (ZHAO, 2010). As baixas temperaturas que podem ser

atingidas nos dutos de escape com a utilização da EGR evitam danos aos metais nobres de conversores catalíticos. (GALLONI *et al.*, 2012). Segundo Ozdor *et al.* (1994), altas taxas de diluição por EGR aumentam a variabilidade cíclica do início da combustão devido a diluição da mistura ar/combustível na vizinhança da vela de ignição, porém, uma vez iniciado o processo de combustão, a diluição por EGR promove uma queima mais estável. (ZHAO, 2010).

A recuperação da taxa de queima do combustível, reduzida pela diluição por EGR, poder ser efetuada por meio da estrutura de fluxo dentro do cilindro, principalmente no final da combustão onde a taxa de queima desacelera significativamente. (ZHAO, 2010). A utilização de EGR demonstra um potencial na substituição de enriquecimento da mistura para a mitigação da detonação. Assim, níveis de emissões de monóxidos de carbono e hidrocarbonetos também podem ser reduzidos, para esta condição.

Os sistemas de EGR podem ser divididos em dois grandes grupos: sistemas de EGR interna , denominado neste trabalho como iEGR; e sistemas de EGR externa. No primeiro, a iEGR é realizada através da alteração dos instantes de abertura e fechamento da válvula de admissão e escape, respectivamente. Nos sistemas de EGR externa, parte dos gases da exaustão são recirculados por outra tubulação para a admissão do motor e podem ser divididos em dois sub grupos: os resfriados e os não-resfriados. A Figura 22 apresenta desenho esquemático de algumas configurações.

**Figura 22 – Esquemático de diferentes sistemas de EGR**



Fonte: Adaptado de ABD-ALLA, 2002

## 2.4. Estado da arte da utilização do biogás e da tecnologia *dual-fuel*

Nesta seção é feita uma apresentação e discussão dos mais atuais e relevantes trabalhos referentes a aplicação do biogás e da tecnologia *dual-fuel* em motores de ignição por centelha, assuntos estes alvo deste trabalho. A Tabela 4 apresentada no final da seção contem um resumo das respectivas fontes e temas dos estudos. Os trabalhos com assuntos relacionados com a utilização de gás natural e motores de ignição por compressão funcionando no modo *dual-fuel* com biogás são citados na Tabela 4, mas não são discutidos detalhadamente no decorrer da seção, pois subentende-se que são assuntos mais pesquisados e já foram objeto de estudo de outros trabalhos. Desta forma, se o leitor tiver interesse em aprofundar nestes outros assuntos, o autor sugere buscar na Tabela 4 as respectivas referências.

De acordo com Quian (2017), o biogás é um tipo de combustível de alta octanagem que pode ser facilmente usado em motores de ignição por centelha. Comparando com o gás liquefeito de petróleo (GLP) e o gás natural, o biogás tem uma menor velocidade de chama e um menor poder calorífico, mas a temperatura de auto-ignição do biogás é maior que o do GLP e do gás natural. Esses aspectos físicos e as características químicas do biogás possuem grandes influências sobre a aplicação nos motores.

Geralmente, pesquisadores usaram os principais grupos ou composições do biogás para estudar as características de combustão e emissão nos motores. Whiston *et al.* (1992) calcularam a velocidade de combustão turbulenta de CH<sub>4</sub>/CO<sub>2</sub> com um modelo de combustão de duas zonas para um motor de ignição por centelha. Os resultados mostram que, com o aumento da concentração de CO<sub>2</sub>, a taxa de combustão turbulenta diminui. Além disso, a taxa de combustão turbulenta é reduzida em 50% quando 30% de CO<sub>2</sub> é utilizado no combustível. Anand *et al.* (2006) usaram redes neurais artificiais para calcular a eficiência térmica e as emissões de NO<sub>x</sub> dos motores de ignição por centelha sob diferentes razões de equivalência e relações volumétricas de compressão, utilizando CH<sub>4</sub>/CO<sub>2</sub> como biogás. Eles descobriram que, com o aumento da concentração de CO<sub>2</sub> no biogás, as emissões de NO<sub>x</sub> podem ser efetivamente inibidas e a alta concentração de CO<sub>2</sub> pode inibir a ocorrência de detonação.

Yadav *et al.* (2013) estudaram as emissões de biogás como combustível em motores de ignição por centelha. Estudos mostraram que a composição e a estrutura molecular do biogás o torna um combustível de baixa emissão. As emissões de HC e NOx são reduzidas de forma expressiva. No entanto, as emissões de CO<sub>2</sub> aumentam, especialmente sem a purificação do biogás. Porpatham *et al.*(2013) estudaram a influência do swirl na combustão e desempenho do motor usando biogás como combustível. Eles descobriram que o aumento do swirl dentro do cilindro pode expandir o limite de inflamabilidade do biogás e acelerar a queima. Em condições de plena carga as emissões de HC diminuíram, mas as emissões de NO aumentaram com o aumento do swirl. Papagiannakis *et al.* (2013) usaram um modelo de uma zona para simular o efeito da relação volumétrica de compressão e do avanço de ignição nas características de combustão e emissões em um motor de ignição por centelha, sobre-alimentado, e que usa gás de madeira como combustível. Eles demonstraram que aumentar a relação volumétrica de compressão e otimizar o avanço de ignição aumenta a eficiência de conversão de combustível. Além disso, aumentando a relação volumétrica de compressão, as emissões de NO sobem.

Hinton *et al.* (2014) relataram que devido a alta concentração de gás inerte, o poder calorífico e a velocidade da propagação da chama do biogás diminui, o que leva à instabilidade da combustão da mistura com biogás. Em contrapartida, o hidrogênio (H<sub>2</sub>) possui uma alta velocidade de propagação de chama. Desta forma, uma certa proporção de H<sub>2</sub> pode ser adicionada ao biogás, aumentando a velocidade de queima e melhorando a estabilidade da combustão. Chen *et al.* (2012) usou H<sub>2</sub>/CO como combustível em um motor de ignição por centelha e usou CO<sub>2</sub> como diluente para estudar as características de combustão e emissões do biogás. Eles descobriram que aumentar a concentração de H<sub>2</sub> pode melhorar a velocidade de propagação de chama e a taxa de liberação de calor fica mais concentrada. Porpatham *et al.* (2007) estudaram a influência de diferentes razões ar/combustível sobre o desempenho do motor alimentado com biogás misturado com 5%, 10% e 15% de H<sub>2</sub>. O estudo mostrou que com o aumento do conteúdo de H<sub>2</sub>, a taxa de queima aumenta e as faixas de carga/operação onde prevalece uma temperatura mais baixa de combustão se amplia. Jeong *et al.* (2009) realizaram um estudo parecido com misturas pobres em um gerador, obtendo redução de emissões de

poluentes. Rakopoulos *et al.* (2009) usaram um modelo multi-zona quase-dimensional para estudar a combustão de biogás e hidrogênio em um motor monocilindro e analisaram o progresso termodinâmico em detalhes. Eles concluíram que a adição de quantidades crescentes de H<sub>2</sub> no biogás resulta em uma diminuição no período de desenvolvimento da chama.

Park *et al.* (2011 e 2012) estudaram os efeitos da EGR sobre a eficiência e emissões de um motor de ignição por centelha usando biogás/hidrogênio como combustível. Verificou-se que o H<sub>2</sub> pode ser usado para melhorar a estabilidade da combustão do biogás, mas a alta temperatura da chama adiabática pode levar a mais alta emissão de NO<sub>x</sub>. Aumentar a taxa de EGR diminui a temperatura no final da compressão. Isso não só aumenta o atraso da ignição, mas também diminui a velocidade de propagação da chama e a temperatura da combustão. Portanto, com o aumento da taxa de EGR, a estabilidade da combustão diminuiu, foi necessário mais avanço de ignição, e as emissões de HC foram aumentadas, enquanto os níveis de geração de NO<sub>x</sub> foram reduzidos. Com o aumento da EGR, embora a eficiência da combustão diminua ligeiramente, a eficiência térmica aumenta devido a redução do trabalho de bombeamento e da perda por transferência de calor.

Para testar ainda mais o uso de biogás e da tecnologia *dual-fuel* em motores de ignição por centelha, alguns estudiosos compararam a combustão e a emissão do biogás com combustíveis comerciais. Karlsson *et al.* (2008) compararam a gasolina convencional, biogás comprimido e etanol sueco em um carro de GNV/gasolina e um carro de passageiro de etanol/gasolina. Eles descobriram que, para o veículo GNV/gasolina, o biogás comprimido levou à diminuição do consumo de energia e emissões de NO<sub>x</sub> e material particulado, mas as emissões de CH<sub>4</sub> aumentaram em relação à gasolina. Yadav *et al.* (2013) compararam os efeitos da gasolina, do biogás purificado e do biogás sem purificar no desempenho de um motor, aumentando a relação volumétrica de compressão e otimizando o tempo de ignição. Os autores descobriram que maiores proporções de CO<sub>2</sub> e outros gases não combustíveis no biogás reduziram a eficiência do motor. Lee *et al.* (2010) compararam a combustão e características de emissão de gás natural, biogás e biogás/H<sub>2</sub> sob diferentes valores de EGR, com o avanço de ignição otimizado para máxima eficiência obtida com um motor a gás. As emissões de NO<sub>x</sub> e a eficiência global geralmente diminuíram com o aumento da EGR. Quando alimentado com

biogás, as emissões de NOx diminuíram drasticamente em relação ao uso de gás natural. Com a adição do hidrogênio ao biogás, tanto as emissões de NOx quanto a eficiência do motor aumentaram.

Crookes (2006) realizou um estudo experimental com uso de biogás em um motor monocilindro variando rotação, carga e relação volumétrica de compressão. Para o biogás, contendo dióxido de carbono, as emissões de NOx foram reduzidas em relação ao gás natural, enquanto os hidrocarbonetos não queimados foram aumentados. A potência e o consumo específico de combustível mudaram pouco e o monóxido de carbono foi predominantemente afetado pela razão ar/combustível.

A Tabela 4 sumariza os principais trabalhos utilizados como estado da arte com a utilização do biogás e da tecnologia *dual-fuel*. Entre os trabalhos com *dual-fuel*, foi dividido entre motores de ignição por centelha e ignição por compressão. É importante ressaltar a escassez de trabalhos com a tecnologia *dual-fuel* para motores de ignição por centelha utilizando biogás. Não foram encontrados estudos aprofundados da combustão ou da aplicação para geração de energia com o uso de etanol. Os poucos trabalhos encontrados se referem a adição de hidrogênio no combustível para aumento da eficiência global e melhora da estabilidade da combustão. É importante ressaltar que muitos trabalhos mostram e citam a redução de emissões com o uso do biogás, principalmente de NOx. Entretanto, para motores de ignição por compressão, muitos trabalhos relevantes com o uso do biogás de modo *dual-fuel* foram encontrados. Conclui-se a necessidade do estudo mais aprofundado tanto do biogás, do GNV e do etanol, como da tecnologia *dual-fuel* para o mercado brasileiro e para os motores de ignição por centelha.

**Tabela 4 – Trabalhos relevantes estudados**

<b><u>Motores de ignição por centelha funcionando com gás/biogás</u></b>		
<b>Autor / Ano / Título</b>	<b>Revista / Congresso</b>	<b>Tema de estudo</b>
PORPATHAM <i>et al.</i> (2008). Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine	Fuel	Análise da concentração de metano no biogás e suas respectivas influências em motores do ciclo Otto. Tempos de injeção e ignição e emissões de poluentes.
ROUBAUD <i>et al.</i> (2005). Improving performances of a lean burn cogeneration biogas engine equipped with combustion prechambers.	Fuel	Estudo experimental de um motor com pré-câmara de combustão usando biogás como combustível.



ASLAM <i>et al.</i> (2006) An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle.	Fuel	Estudo da utilização de gás natural comprimido em motor ciclo Otto.
PORPATHAM <i>et al.</i> (2012). Effect of compression ratio on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine.	Fuel	Análise da influência da relação volumétrica de compressão em um motor funcionando com biogás.
HINTON <i>et al.</i> (2014). Laminar burning velocity measurements of methane and carbon dioxide mixtures (biogas) over wide ranging temperatures and pressures.	Fuel	Medição da velocidade de chama laminar de misturas de CH <sub>4</sub> e CO <sub>2</sub> , variando pressão e temperatura. Base de dados completa para modelos e análises.
HUANG <i>et al.</i> (1998). Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark ignition engine.	Fuel	Simulação de motor de ignição por centelha funcionando com biogás.
TINAUT <i>et al.</i> (2006) Method for predicting the performance of an internal combustion engine fuelled by producer gas and other low heating value gases.	Fuel Processing Technology	Modelo multi-zona para predição do desempenho de motores funcionando com biogás.
BAYRAKTAR <i>et al.</i> (2005). Investigating the effects of LPG on spark ignition engine combustion and performance.	Energy Conversion and Management	Gás liquefeito de petróleo sendo estudado em motor de ignição por centelha.
CHO <i>et al.</i> (2007). Spark ignition natural gas engines—A review.	Energy Conversion and Management	Revisão completa sobre os estudos referentes a motores de ignição por centelha com combustível gasoso.
PORPATHAM <i>et al.</i> (2013). Effect of swirl on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine.	Energy Conversion and Management	Estudo da influência do swirl em um motor movido a biogás de ignição por centelha.
CHANDRA <i>et al.</i> (2011). Performance evaluation of a constant speed IC engine on CNG, methane enriched biogas and biogas.	Applied Energy	Análise do desempenho de um motor monocilindro com gás natural e biogás.
SUBRAMANIAN <i>et al.</i> (2013). Comparative evaluation of emission and fuel economy of an automotive spark ignition vehicle fuelled with methane enriched biogas and CNG using chassis dynamometer.	Applied Energy	Estudo comparativo em dinamômetro de chassi de um veículo usando gás natural e biogás.
KORAKIANITIS <i>et al.</i> (2011). Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions.	Progress in Energy and Combustion Science	Desempenho e emissões de motor de ignição por centelha e de ignição por compressão funcionando com gás natural.
SHA <i>et al.</i> (2010). Performance and emissions of a spark-ignited engine driven generator on biomass based syngas.	Bioresource Technology	Estudo da combustão e emissões de gerador com gás sintetizado.
CROOKES (2006). Comparative bio-fuel performance in internal combustion engines.	Biomass & Bioenergy	Comparativo do desempenho de motores com biocombustíveis.
KIM <i>et al.</i> (2016). Combustion characteristics and NOx emissions of biogas fuels with various CO <sub>2</sub> contents in a micro co-generation spark-ignition engine.	Applied Energy	Estudo de várias concentrações de CO <sub>2</sub> no biogás em um micro-gerador. Análise de combustão e emissões.
QIAN <i>et al.</i> (2017). Review of the state-of-the-art of biogas combustion mechanisms and applications in internal combustion engines.	Renewable and Sustainable Energy Reviews	Revisão completa sobre a utilização do biogás e suas aplicações em motores de combustão interna
WHISTON <i>et al.</i> (1992). Turbulent burning velocity of a simulated biogas combustion in a spark ignition engine.	SAE	Análise da velocidade de propagação de chama turbulenta do biogás
ANAND <i>et al.</i> (2006). Artificial neural networks for prediction of efficiency and NOx emission of a spark ignition engine.	SAE	Redes neurais para prever o desempenho e emissões de motores movidos a biogás
YADAV <i>et al.</i> (2013). Characteristics of biogas operated automotive SI engine to reduce exhaust emission for green development.	SAE	Análise experimental da operação de um motor a biogás para redução de emissões
YADAV <i>et al.</i> (2013). Effects of Bio-Gas Fuel Composition on Engine Performance.	SAE	Análise da influência da composição do biogás na performance de um motor.
PAPAGIANNAKIS <i>et al.</i> (2013). Thermodynamic analysis of combustion and pollutants formation in a wood-gas spark-ignited heavy-duty engine.	International Journal of Hydrogen Energy	Estudo termodinâmico da combustão e emissões de poluentes de um motor de ignição por centelha funcionando com biogás derivado de madeira.

<b><u>Motores de ignição por centelha Dual-Fuel utilizando gás/biogás</u></b>		
<b>Título / Ano</b>	<b>Revista/ Congresso</b>	<b>Tema de estudo</b>
JAWUREK <i>et al.</i> (1987). Biogas/Petrol Dual Fuelling of SI Engine for Rural Third World Use.	Biomass	Trabalho experimental usando biogás com gasolina para aplicações rurais.
PORPATHAM <i>et al.</i> (2007). Effect of hydrogen addition on the performance of a biogas fuelled spark ignition engine.	Hydrogen Energy	Análise experimental de biogás com adição de hidrogênio em motor de ignição por centelha.
THURNHEER <i>et al.</i> (2009). S.I. engine fuelled with gasoline, methane and methane/ hydrogen blends: Heat release and loss analysis.	Hydrogen Energy	Análise da taxa de liberação de calor com misturas de metano e hidrogênio.
SOBERANIS <i>et al.</i> (2010). A review on the technical adaptations for internal combustion engines to operate with gas/hydrogen mixtures.	Hydrogen Energy	Revisão sobre adaptações e projetos para funcionamento <i>dual-fuel</i> CH <sub>4</sub> e H <sub>2</sub>
CHEN <i>et al.</i> (2012). Combustion characteristics of an SI engine fueled with H <sub>2</sub> -CO blended fuel and diluted by CO <sub>2</sub> .	International Journal of Hydrogen Energy	Características da combustão em motor de ignição por centelha de H <sub>2</sub> com biogás
PORPATHAM <i>et al.</i> (2007). Effect of hydrogen addition on the performance of a biogas fuelled spark ignition engine.	International Journal of Hydrogen Energy	Adição de H <sub>2</sub> em motor de ignição por centelha movido a biogás
JEONG <i>et al.</i> (2009). Generating efficiency and emissions of a spark-ignition gas engine generator fuelled with biogas-hydrogen blends.	International Journal of Hydrogen Energy	Eficiência e emissões de um gerador Otto com misturas de biogás e H <sub>2</sub>
RAKOPOULOS <i>et al.</i> (2009). Thermodynamic analysis of SI engine operation on variable composition biogas-hydrogen blends using a quasi-dimensional, multi-zone combustion model.	SAE	Análise termodinâmica utilizando um modelo quase-dimensional de várias misturas de biogás e H <sub>2</sub> em um motor.
PARK <i>et al.</i> (2011). Performance and emission characteristics of a SI engine fueled by low calorific biogas blended with hydrogen.	International Journal of Hydrogen Energy	Estudo da performance e emissões de um motor Otto com biogás e H <sub>2</sub>
PARK <i>et al.</i> (2012). Effects of EGR on performance of engines with spark gap projection and fueled by biogas-hydrogen blends.	International Journal of Hydrogen Energy	Estudo da EGR em motor <i>dual-fuel</i> biogás e H <sub>2</sub>
KARLSOON <i>et al.</i> (2008). Regulated and non-regulated emissions from Euro 4 alternative fuel vehicles.	SAE	Comparou a gasolina convencional, biogás comprimido e etanol sueco em um carro de GNV/gasolina.
LEE <i>et al.</i> (2010). Generating efficiency and NO <sub>x</sub> emissions of a gas engine generator fueled with a biogas-hydrogen blend and using an exhaust gas recirculation system.	International Journal of Hydrogen Energy	Gerador <i>dual-fuel</i> biogás e H <sub>2</sub> com EGR. Análise da eficiência e emissão de poluentes.
<b><u>Motores de ignição por compressão Dual-Fuel utilizando gás/biogás</u></b>		
<b>Título / Ano</b>	<b>Revista/Congresso</b>	<b>Tema de estudo</b>
CHENG-QIU <i>et al.</i> (1989). A Study on Compressed Biogas and its Application to the Compression Ignition Dual-Fuel Engine.	Biomass	Trabalho experimental e análise econômica do uso do biogás em modo <i>dual-fuel</i> em motores diesel.
BARI (1996). Effect of carbon dioxide on the performance of biogas/diesel <i>dual-fuel</i> engine.	WREC	Análise de emissões de poluentes em motor diesel <i>dual-fuel</i> com biogás
MUSTAFI <i>et al.</i> (2013). Combustion and emissions characteristics of a dual fuel engine operated on alternative gaseous fuels.	Fuel	Análise da combustão e emissão de poluentes em motor <i>dual-fuel</i> com GNV/biogás e diesel
SHAN <i>et al.</i> (2016). Effects of EGR rate and hydrogen/carbon monoxide ratio on combustion and emission characteristics of biogas/diesel dual fuel combustion engine.	Fuel	Análise da combustão e emissão de poluentes em motor common-rail <i>dual-fuel</i> com biogás. Análise da influência da EGR.
DUC <i>et al.</i> (2007). Study on biogas premixed charge diesel dual fuelled engine.	Energy Conversion and Management	Mistura pré-misturada de biogás e diesel. Estudo de desempenho e durabilidade.
NATHAN <i>et al.</i> (2010). An experimental study of the biogas-diesel HCCI mode of engine operation.	Energy Conversion and Management	Motor funcionando com biogás e diesel no modo HCCI

LUIJTEN et al. (2011). Jatropha oil and biogas in a dual fuel CI engine for rural electrification.	Energy Conversion and Management	Motor funcionando com biogás e óleo de mamona. Emissões e durabilidade.
BORA et al. (2014). Effect of compression ratio on performance, combustion and emission characteristics of a dual fuel diesel engine run on raw biogas.	Energy Conversion and Management	Análise de desempenho, combustão e emissões de um motor diesel <i>dual-fuel</i> com biogás sem purificar variando a relação volumétrica de compressão.
HENHAM et al. (1998). Combustion of simulated biogas in a dual-fuel diesel engine.	Energy Conversion and Management	Estudo da combustão <i>dual-fuel</i> biogás e diesel. Medição da pressão no cilindro.
YOON et al. (2011). Experimental investigation on the combustion and exhaust emission characteristics of biogas–biodiesel dual-fuel combustion in a CI engine.	Fuel Processing Technology	Estudo experimental da combustão e emissão de poluentes de um motor funcionando em modo <i>dual-fuel</i> com biodiesel e biogás.
MAIZONNASSE et al. (2013). Investigation of the degradation of a low-cost untreated biogas engine using preheated biogas with phase separation for electric power generation.	Renewable Energy	Pré-aquecimento do biogás para funcionar em motor diesel. Melhora no desempenho de biogás com baixo poder calorífico.
BEDOYA et al. (2009). Effects of mixing system and pilot fuel quality on diesel–biogas dual fuel engine performance.	Bioresource Technology	Motor <i>dual-fuel</i> funcionando com biogás como combustível principal e diesel ou óleo de palma como injeção piloto.
SAHOO et al. (2009). Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines—A critical review.	Renewable and Sustainable Energy Reviews	Artigo de revisão completo sobre a tecnologia <i>dual-fuel</i> com combustível gasoso e diesel em motores de ignição por compressão
TIPPAYAWONG et al. (2007). Long-term operation of a small biogas/diesel dual-fuel engine for on-farm electricity generation.	Biosystems Engineering	Durabilidade e estudo de gerador elétrico para áreas rurais funcionando com biogás e diesel.

Fonte: Próprio autor

### 3. METODOLOGIA

Este capítulo tem a finalidade de descrever as etapas e os procedimentos seguidos no desenvolvimento do trabalho desde a especificação do motor até a realização dos testes dinamométricos. Basicamente, envolve os procedimentos de escolha e preparação do motor, projeto e fabricação de novos componentes, preparação dos combustíveis e sistemas de injeção, instrumentação utilizada, método de cálculo das incertezas de medição, montagem em bancada de provas, metodologia de ensaios e calibração e análise dos parâmetros de interesse.

#### 3.1. Especificação do motor

Neste trabalho, um motor monocilindro de pesquisa - SCRE (*single cylinder research engine*) - quatro tempos, aspirado, de ignição por centelha e equipado com sistema de injeção indireta (PFI – *port fuel injection*) foi utilizado. O cabeçote possui duas válvulas de admissão e duas válvulas de exaustão. É naturalmente aspirado e a estrutura de fluxo possui coeficiente de swirl inferior ao coeficiente de tumble, segundo simulações numéricas e experimentos realizados previamente. (COSTA, 2017). O motor possui mecanismos para regulação da relação volumétrica de compressão ( $r_c$  original de 11,5:1). A Tabela 5 sumariza as especificações do motor.

**Tabela 5 – Especificações do motor**

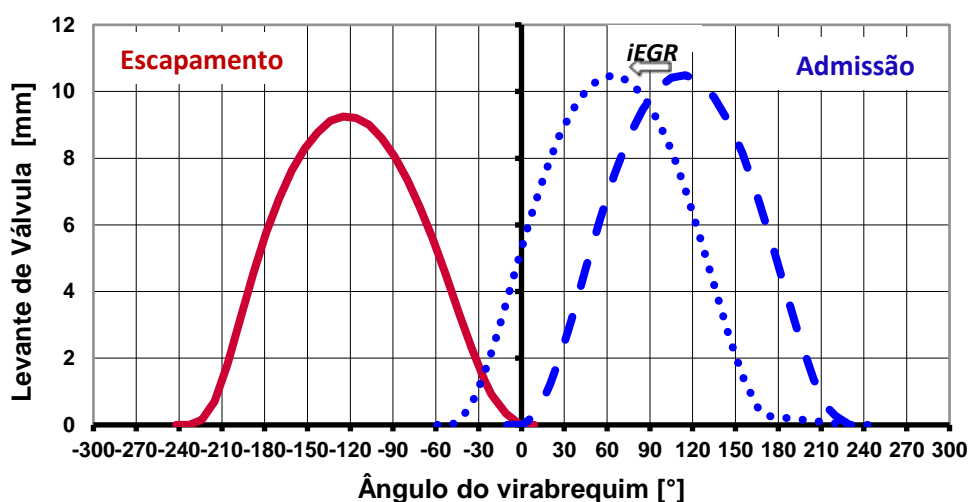
Modelo	AVL 5495
Tipo	Monocilindro
Diâmetro	82 mm
Curso	86 mm
Comprimento da biela	144 mm
Razão volumétrica de compressão original	11,5:1
Volume deslocado	454,16 cm <sup>3</sup>
Número de válvulas	4
Tipo de injeção	PFI

Fonte: Próprio autor

O motor também possui ajuste para variação mecânica nos tempos de abertura e fechamento das válvulas, por meio da fixação das polias graduadas do eixo comando na montagem do motor. A Figura 23 apresenta as duas configurações

do diagrama de válvulas do motor utilizado nos ensaios: a primeira configuração com o objetivo de reduzir a retenção de gás queimado e o cruzamento de válvulas (câmara de combustão limpa) e a segunda configuração mudando apenas os tempos das válvulas de admissão, com o objetivo de reter gás queimado na câmara de combustão e promover a iEGR, como já discutido na revisão bibliográfica. No caso deste trabalho, adiantou-se a abertura da válvula de admissão em 30°, de acordo com testes preliminares, limites físicos medidos e experiência adquirida.

**Figura 23 – Diagrama de válvulas do motor**



Fonte: Próprio autor

### 3.2. Projeto de componentes e preparação do motor

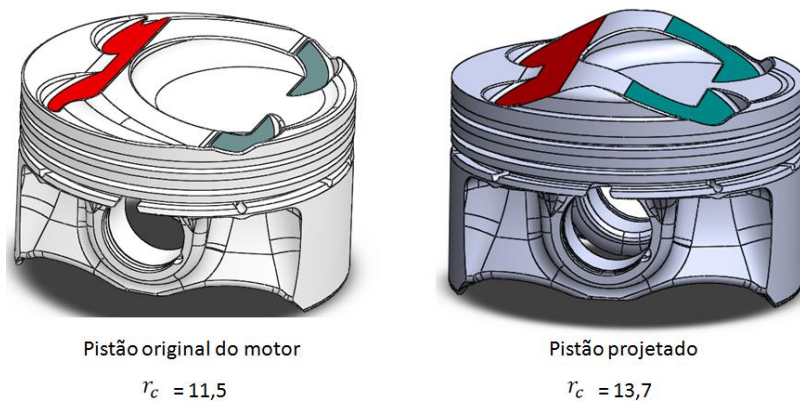
Para a realização dos ensaios com as tecnologias definidas, houve a necessidade de preparação do motor SCRE com novos componentes, cujos projetos, fabricação e a montagem e preparação do motor são apresentados nesta seção.

#### 3.2.1. Projeto novo pistão

Baseando-se na literatura foi constatado a necessidade de aumentar a relação volumétrica de compressão do motor, originalmente com 11,5:1, com o intuito de realizar os testes e maximizar a eficiência com os combustíveis gasosos (biogás e GNV) e a tecnologia *dual-fuel*. Um novo pistão foi projetado para atingir razões volumétricas de compressão de até 13,7:1, a partir do modelo matemático do

pistão original, respeitando os limites físicos de interferência com as válvulas e considerando o volume ocupado pela protusão da vela de ignição. O modelo matemático do pistão projetado em comparação com o modelo matemático do pistão original do motor é mostrado na Figura 24. Os desenhos técnicos completos de ambos os pistões estão no Anexo I e Anexo II respectivamente.

**Figura 24 – Modelo matemático pistão original e pistão projetado**



Fonte: Próprio autor

Com o projeto detalhado foi construído o pistão ‘prova’ que serviu para avaliar se os parâmetros do processo de usinagem estavam corretos. Com o procedimento realizado com sucesso, foi fabricado o pistão definitivo, cuja fotografia é mostrada na Figura 25.

**Figura 25 – Fotografias do novo pistão fabricado**

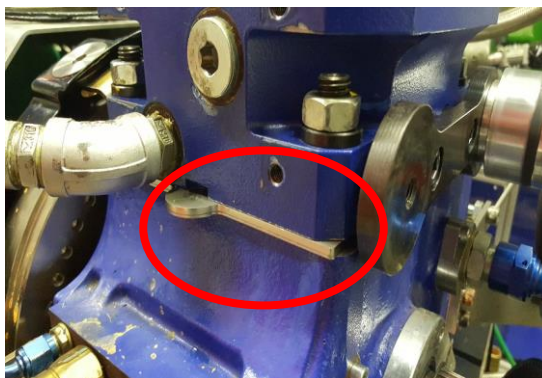


Fonte: Próprio autor

A variação da razão volumétrica de compressão com o novo pistão foi obtida tanto pelo acréscimo de volume na coroa do pistão do novo projeto, como pela

variação mecânica no SCRE, com o uso de calços entre o bloco e o cárter do motor, resultando em uma alteração da distância entre o cabeçote e o eixo do virabrequim, como mostrado na Figura 26.

**Figura 26 – Calços no bloco do motor para variação da  $r_c$**



Fonte: Próprio autor

### **3.2.2. Processo de medição da razão volumétrica de compressão**

O procedimento para avaliação da razão volumétrica de compressão real é apresentado a seguir. Devido à alta complexidade da topologia do pistão, que apresenta algumas regiões acima da face do bloco e outras abaixo, conforme mostrado na Figura 27, foi necessário quantificar o volume líquido reduzido da câmara de combustão.

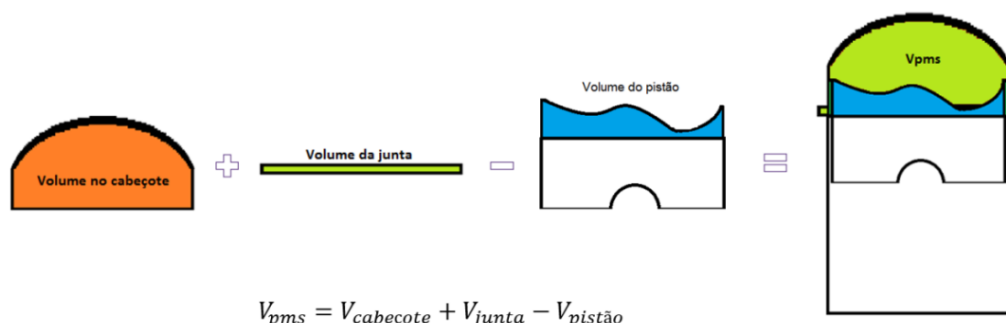
**Figura 27 – Pistão no PMS para análise de regiões acima e abaixo do bloco**



Fonte: Próprio autor

O processo de avaliação experimental da razão volumétrica de compressão consistiu em medir os volumes apresentados na Figura 28 e a partir do volume disponível com o pistão no PMS, calcular a razão volumétrica de compressão.

**Figura 28 – Volume da câmara de combustão com o pistão no PMS**



$$V_{pms} = V_{cabeçote} + V_{junta} - V_{pistão}$$

**Fonte: Próprio autor**

Os volumes ilustrados na Figura 28 foram avaliados a partir dos seguintes passos:

1) Devido à alta complexidade da topologia do cabeçote, adotou-se o seguinte procedimento:

- Preencheu-se o volume existente no cabeçote com óleo e posteriormente aferiu-se o volume de óleo utilizado;
- O volume de óleo utilizado é igual ao volume existente no cabeçote.

2) Devido à junta do cabeçote ser comprimida durante à montagem, adotou-se o seguinte procedimento:

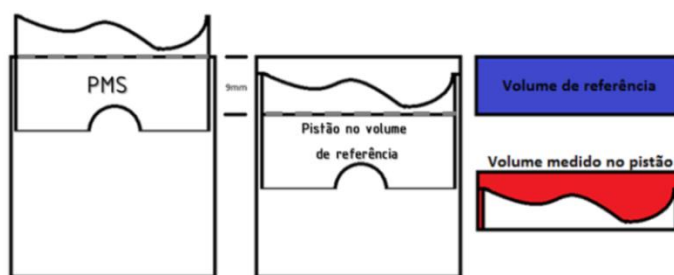
- Com o motor montado e devidamente torquado, conforme especificação técnica, mediu-se a altura ocupada pela junta do cabeçote por meio de um compasso de calibre de lamina;
- Com a altura devidamente medida, calculou-se o volume ocupado pela junta do cabeçote, tendo medido seu diâmetro de referência (ligeiramente superior ao do cilindro).

3) Devido à alta complexidade da topologia do pistão, adotou-se o seguinte procedimento (Figura 29):

- Adotou-se um deslocamento de referência previamente conhecido;
- Posicionou-se o pistão do PMS até o deslocamento de referência;
- Preencheu-se o volume obtido com óleo e posteriormente foi aferido o volume de óleo utilizado;
- Subtraiu-se o volume de óleo utilizado do volume de referência e encontrou-se o volume ocupado pelo pistão.



**Figura 29 – Procedimento de medição do volume reduzido da câmara de combustão pelo pistão**



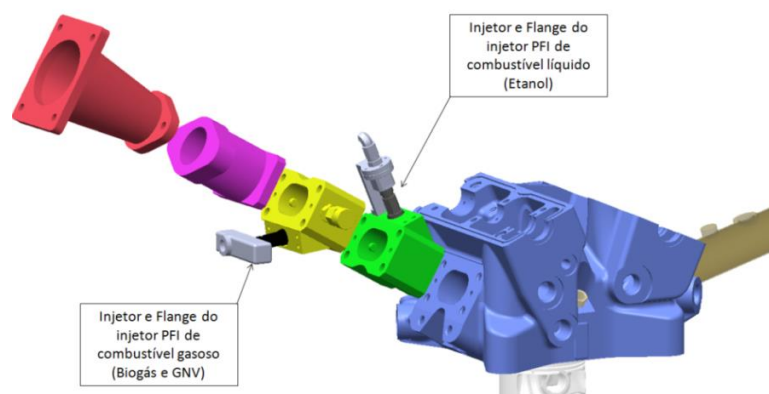
Fonte: Próprio autor

O processo de avaliação experimental da razão volumétrica de compressão resultou em um valor de 13,6:1, valor este considerado o valor real, aceitável pelo projeto e utilizado nos cálculos e análises dos dados.

### **3.2.3. Projeto e fabricação do flange do injetor de combustível gasoso**

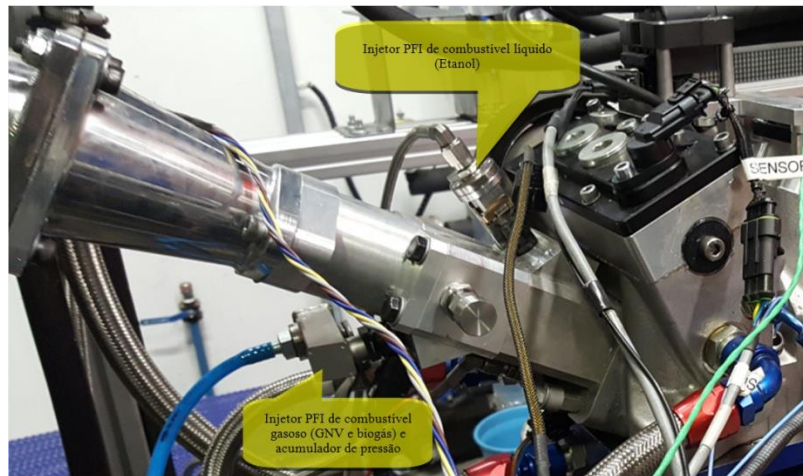
Para a realização dos testes utilizando a tecnologia *dual-fuel*, um flange na admissão do motor foi projetado e fabricado para o alojamento do injetor de combustível gasoso. Foi considerado no projeto a disposição do injetor, direcionado para os pórticos de admissão e sem interferência física com o injetor de combustível líquido, além da necessidade de um acumulador de pressão para o gás, evitando a oscilação de pressão de injeção. Para o injetor de combustível líquido, foi utilizada a mesma configuração original do motor. A Figura 30 apresenta a vista explodida do projeto do sistema de injeção de combustível e a Figura 31 apresenta imagem dos sistemas de injeção montados já fabricados e montados no motor.

**Figura 30 – Modelo matemático do projeto do flange dos injetores**



Fonte: Próprio autor

**Figura 31 – Sistema de admissão e injeção montado no motor**

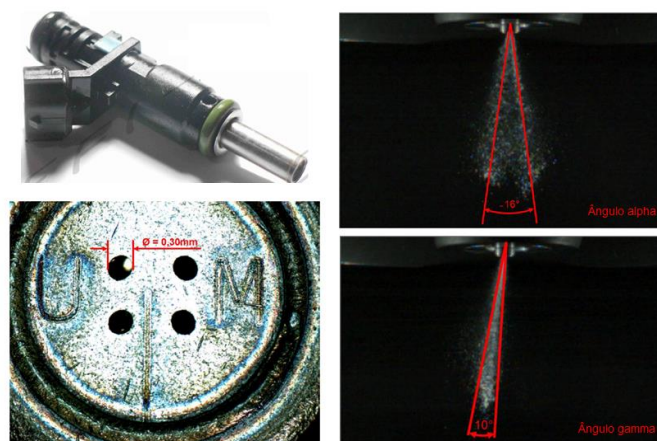


Fonte: Próprio autor

O injetor de combustível modelo 0280158818 da Magnetti Marelli, normal produção da aplicação do motor Fiat 1.4 Tetrafuel, foi utilizado para os combustíveis gasosos. A curva nominal de vazão deste injetor foi utilizada na determinação preliminar do tempo de injeção durante os testes. Porém, buscando resultados mais confiáveis, a vazão mássica de combustível gasoso para análise dos resultados foi obtida pela medição da vazão de ar e da razão ar/combustível calculada para cada combustível na seção seguinte.

Para o combustível líquido, o injetor modelo VW:022906031L da Bosch foi utilizado. Este último possui quatro furos de 0,30 mm cada e pressão limite de trabalho de 4 bar. A Figura 32 exemplifica a caracterização macroscópica em câmara ambiente do spray de etanol deste injetor.

**Figura 32 – Caracterização macroscópica do spray de etanol do injetor**



Fonte: Próprio autor

### 3.3. Cálculo das propriedades dos combustíveis utilizados

Esta seção apresenta os combustíveis utilizados nos testes e suas respectivas características. A razão ar/combustível e o PCI de cada um são determinados com o intuito de auxiliar nos cálculos e análises dos resultados

#### 3.3.1. Cálculo e determinação das propriedades do etanol hidratado

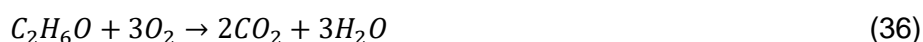
O etanol combustível no Brasil é utilizado de duas formas: na forma de etanol anidro, como componente de mistura na formação da gasolina tipo C, ou como etanol hidratado, comercializado em todo país como produto acabado.(ANP, 2015). O etanol hidratado brasileiro, denominado neste trabalho por E100, contém 94% de álcool etílico e 6% de água. A Tabela 6 apresenta algumas das propriedades limites para o E100 estabelecidos pela Agência Nacional do Petróleo (ANP). O poder calorífico inferior (PCI) utilizado neste trabalho foi 24,76 MJ/kg conforme resultado dos testes realizados por Melo (2012).

**Tabela 6 – Propriedades do etanol hidratado conforme ANP**

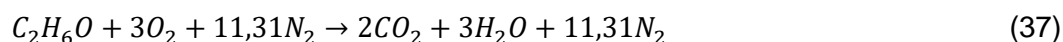
<i>Característica</i>	<i>Valores</i>
Massa específica a 20°C	805,2 a 811,2 kg/m <sup>3</sup>
Teor alcoólico	92,5 a 96,5 % massa
Teor de água máximo	7,5 %massa

Fonte: ANP (2015)

A reação de combustão do etanol anidro pode ser descrita como:



Considerando-se a queima do combustível com o ar atmosférico, constituído por 20,95% de oxigênio e 79,05% de nitrogênio em volume, obtém-se uma nova equação de combustão:



Considerando que a massa molecular do ar,  $M_{ar}$ , é de 29kg/kmol, e a do etanol,  $M_{et}$ , é 46kg/kmol, tem-se:

$$AFR_{et} = \frac{N_{ar} \cdot M_{ar}}{N_{et} \cdot M_{et}} = \frac{(14,31) \cdot (29)}{(1) \cdot (46)} \approx 9,0 \text{ kg}_{ar}/\text{kg}_{et} \quad (38)$$

Conforme anteriormente mencionado, no Brasil adiciona-se 6% de água, na base volumétrica, o que afeta a estequiometria para o etanol. A fim de se obter uma fórmula mínima que represente a mistura do etanol anidro com a água, calcula-se a fração molar da mistura. A Tabela 7 mostra os valores utilizados para o cálculo da fração molar da mistura.

**Tabela 7 – Fração molar do etanol hidratado**

<b>Componente</b>	<b>Etanol anidro</b>	<b>Água</b>
Fração volumétrica (%)	94	6
Densidade a 20°C (kg/m³)	789,7	997,2
Massa ponderada (kg)	742,3	59,8
Massa total (kg)	802,2	
Fração mássica (%)	92,5	7,5
Peso Molecular (kg/kmol)	46	18
Número de mols	2,01	0,41
Número de mols total	2,42	
Fração molar (%)	83,1	16,9

Fonte: Dados de peso molecular e densidade retirados de Perry et al., 2008. Cálculos retirados de Silva(2017).

A partir da fração mássica e pelo número de mols obtém-se as propriedades do etanol hidratado. Tais propriedades apresentadas na Tabela 8 estão conforme as características do combustível estipuladas pela ANP na Tabela 6.

**Tabela 8 – Propriedades do etanol hidratado calculadas**

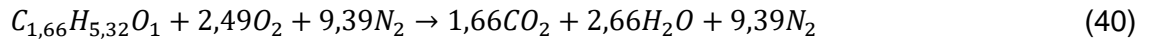
<b>Característica</b>	<b>Valores</b>
Massa específica a 20°C	805,2 kg/m³
Teor alcoólico	92,5 % massa
Teor de água máximo	7,5 % massa
Peso molecular da mistura	41,2 kg/kmol

Fonte: SILVA, 2017

A fórmula mínima encontrada, baseada na fração molar da mistura, que representa o etanol hidratado é:



A reação de combustão do etanol hidratado proposto com o ar atmosférico pode ser descrita como:



Considerando que a massa molecular do ar,  $M_{ar}$ , é de 29kg/kmol, e a do etanol hidratado,  $M_{et}$ , é 41,2kg/kmol, tem-se:

$$AFR_{E100} = \frac{N_{ar} \cdot M_{ar}}{N_{et} \cdot M_{et}} = \frac{(11,88) \cdot (29)}{(1) \cdot (41,2)} \approx 8,36 \text{ kg}_{ar}/\text{kg}_{et} \quad (41)$$

### 3.3.2. Cálculo e determinação das propriedades do Gás natural veicular - GNV

A composição média do gás natural veicular em dezembro de 2016 fornecido pela GASMIG é apresentada na Tabela 9 .

**Tabela 9 – Composição do GNV**

Composto	Metano	Etano	Propano	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Outros	Total
%v/v	89,0%	6,0%	1,8%	1,5%	0,7%	1,0%	100%

Fonte: GASMIG, 2016

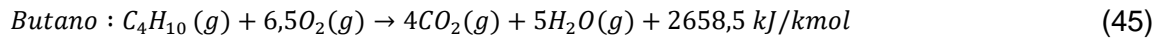
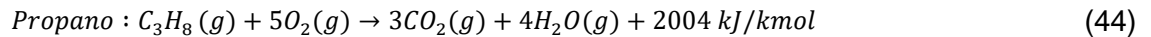
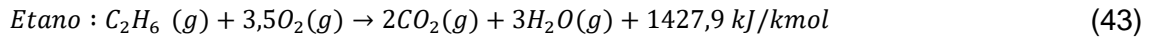
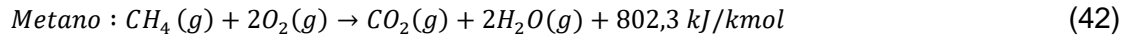
O poder calorífico de um combustível representa a energia liberada em um processo de combustão completa. Caso a água, contida nos produtos da combustão, apresente-se no estado gasoso, o poder calorífico é denominado de PCI. Caso a água apresente-se no estado líquido, ter-se-á o poder calorífico superior (PCS). A Tabela 10 apresenta o poder calorífico inferior de diversos combustíveis constituintes do GNV.

**Tabela 10 – Entalpia de combustão de alguns hidrocarbonetos**

Componente	Entalpia de combustão (kJ/kmol) ; H <sub>2</sub> O (g)
Hidrogênio (g) - H <sub>2</sub>	-241,8
Metano (g) - CH <sub>4</sub>	-802,3
Etano (g) - C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	-1427,9
Propano (g) - C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-2044
Butano (g) - C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	-2658,5

Fonte: Advanced Engineering Thermodynamics – BEJAN, 2016.

A equação de combustão dos componentes do gás natural veicular pode ser representada por:



A partir da composição do GNV, apresentada na Tabela 9, calcula-se a massa molar do GNV. Neste cálculo os gases identificados como outros na Tabela 9 serão considerados como sendo o gás butano.

$$M_{GNV} = \%V/v_{metano} \cdot M_{metano} + \%V/v_{etano} \cdot M_{etano} \\ + \%V/v_{propano} \cdot M_{propano} + \%V/v_{butano} \cdot M_{butano} \quad (46)$$

$$M_{GNV} = 0,89 \cdot 16,043 \frac{kg}{kmol} + 0,06 \cdot 30,070 \frac{kg}{kmol} \\ + 0,018 \cdot 44,097 \frac{kg}{kmol} + 0,01 \cdot 58,123 \frac{kg}{kmol} = 17,457 \frac{kg}{kmol} \quad (47)$$

Onde,  $M_{GNV}$  é a massa molar do GNV;  $\%V/v_{metano}$  é a fração volumétrica percentual do metano presente no GNV;  $M_{metano}$  é a massa molar do metano;  $\%V/v_{etano}$  é a fração volumétrica percentual do etano presente no GNV;  $M_{etano}$  é a massa molar do etano;  $\%V/v_{propano}$  é a fração volumétrica percentual do propano presente no GNV;  $M_{propano}$  é a massa molar do propano;  $\%V/v_{butano}$  é a fração volumétrica percentual do butano presente no GNV;  $M_{butano}$  é a massa molar do butano.

Considerando os valores da entalpia de combustão dos componentes do GNV e sua composição apresentados respectivamente na Tabela 9 e na Tabela 10, calcula-se o poder calorífico ou entalpia de combustão do GNV fornecido pela GASMIG.

$$\Delta H_{GNV} = \%V/v_{metano} \cdot \Delta H_{metano} + \%V/v_{etano} \cdot \Delta H_{etano} \\ + \%V/v_{propano} \cdot \Delta H_{propano} + \%V/v_{butano} \cdot \Delta H_{butano} \quad (48)$$

Onde,  $\Delta H_{GNV}$  é a entalpia de combustão do GNV;  $\Delta H_{metano}$  é entalpia de combustão do metano;  $\Delta H_{etano}$  é a entalpia de combustão do etano;  $\Delta H_{propano}$  é a entalpia de combustão do propano;  $\Delta H_{butano}$  é a entalpia de combustão do butano.

Substituindo-se os valores na Equação 48, tem-se:

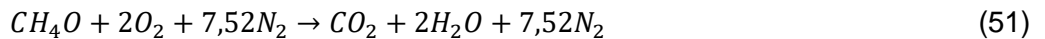
$$\begin{aligned} \Delta H_{GNV} = & 0,89 \cdot 802,3 \frac{kJ}{mol} + 0,06 \cdot 1427,9 \frac{kJ}{mol} \\ & + 0,018 \cdot 2044 \frac{kJ}{mol} + 0,01 \cdot 2658,5 \frac{kJ}{mol} = 863,093 \frac{kJ}{mol} \end{aligned} \quad (49)$$

Dividindo-se o valor obtido para entalpia de combustão do GNV pela massa molar do mesmo, tem-se:

$$\Delta H_{GNV} = \frac{863,093 kJ/mol}{17,457 kg/kmol} \times 1000 = 49441 \frac{kJ}{kg} \approx 49 \frac{MJ}{kg} \quad (50)$$

Uma vez que a entalpia de combustão fornecida pelas Equações 42, 43, 44, 45 caracterizam-se pela presença da água no estado gasoso como um dos produtos da combustão, a Equação 50 fornece o poder calorífico inferior calculado do gás natural fornecido pela GASMIG, valor este utilizado na análise dos resultados.

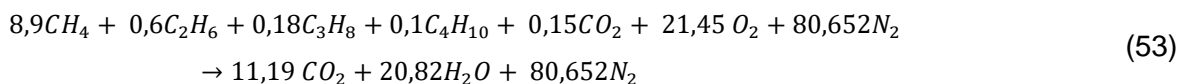
Considerando-se o GNV como sendo gás metano puro e o ar atmosférico como uma mistura entre oxigênio e nitrogênio, pode-se escrever a equação da combustão completa do metano como:



Considerando que a massa molecular do ar,  $M_{ar}$ , é 29 kg/kmol, a do metano,  $M_{met}$ , é 16,02 kg/kmol, tem-se:

$$AFR_{met} = \frac{N_{ar} \cdot M_{ar}}{N_{met} \cdot M_{met}} = \frac{(9,52) \cdot (29)}{(1) \cdot (16,02)} \approx 17,2 kg_{ar}/kg_{met} \quad (52)$$

Adicionando-se os outros componentes do GNV, segundo a composição do gás fornecido pela GASMIG, Tabela 9, obtém-se a equação de combustão completa para o GNV:



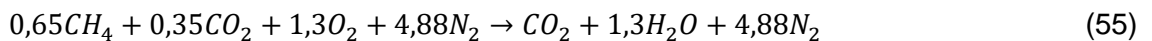
Considerando a massa molecular do ar,  $M_{ar}$ , como 29kg/kmol e a do GNV como 17,457 kg/kmol tem-se:

$$AFR_{GNV} = \frac{N_{ar} \cdot M_{ar}}{N_{GNV} \cdot M_{GNV}} = \frac{(102,12) \cdot (29)}{(9,93) \cdot (17,457)} \approx 17,08 \text{ kg}_{ar} / \text{kg}_{GNV} \quad (54)$$

### 3.3.3. Cálculo e determinação das propriedades do Biogás

O composição do biogás, como visto na seção de revisão bibliográfica, possui grande influência tanto da matéria prima orgânica utilizada, como do processo de produção do mesmo e os fatores externos como temperatura e umidade. Para padronizar o combustível e maior facilidade de logística e instrumentação durante os testes, o biogás utilizado neste trabalho foi produzido pela empresa White Martins. A composição de 65% de metano ( $CH_4$ ) e 35% de gás carbônico ( $CO_2$ ) foi sintetizada seguindo as normas correspondentes e armazenadas em um cilindro de alumínio específico para a aplicação. O certificado de produção e de garantia de qualidade do biogás se encontra no Anexo III.

Considerando o biogás sintetizado e o ar atmosférico como uma mistura entre oxigênio e nitrogênio, pode-se escrever a equação da combustão completa do biogás como:



Considerando que a massa molecular do ar,  $M_{ar}$ , é de 29kg/kmol, e a do biogás sintetizado e ,  $M_{Biogás}$ , é 25,8kg/kmol, tem-se:

$$AFR_{Biogás} = \frac{N_{ar} \cdot M_{ar}}{N_{Biogás} \cdot M_{Biogás}} = \frac{(6,18) \cdot (29)}{(1) \cdot (25,8)} \approx 6,95 \text{ kg}_{ar} / \text{kg}_{Biogás} \quad (56)$$

O poder calorífico inferior do biogás utilizado neste trabalho foi 22 MJ/kg, seguindo a mesma metodologia de cálculo adotada para o GNV e de acordo com as referências bibliográficas utilizadas.



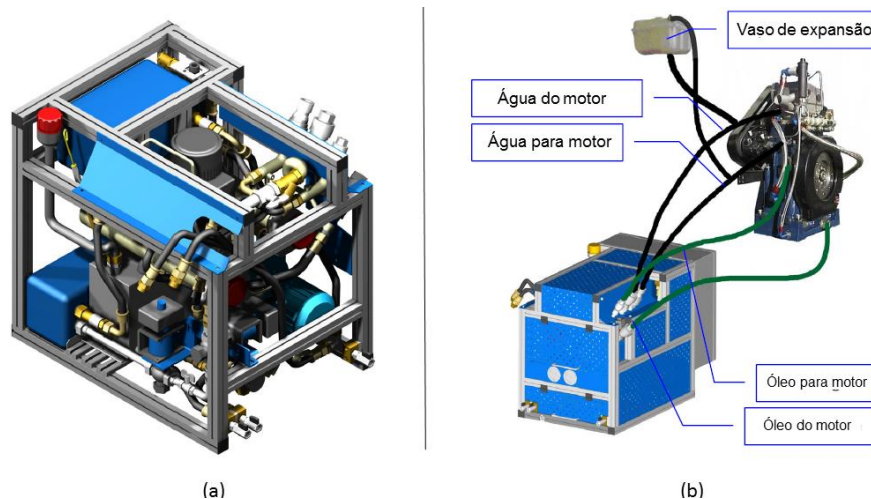
### 3.4. Planejamento do experimento

Nesta seção são descritas a estrutura, equipamentos e instrumentação instalada no motor e no banco de provas, além das metodologias de calibração, ensaios e análise dos dados.

#### 3.4.1. Instrumentação do banco de provas

O banco de provas utilizado nos ensaios está equipado com um dinamômetro ativo de corrente alternada, modelo AVL DynoDur 160, com potência, torque e rotação máximos respectivamente de 160kW, 400Nm e 10000rpm. A bancada apresenta um sistema de condicionamento do óleo e do líquido de arrefecimento do motor, modelo AVL 577 apresentado na Figura 33, o qual manteve a temperatura de ambos a 90°C. A água e o óleo são bombeados pelo condicionador, portanto o motor não fornece potência à nenhuma bomba. São mensuradas as temperaturas da água que entra e que sai do motor e a temperatura do óleo por meio de termoresistências (PT100).

**Figura 33 – (a) AVL 577 (b) Montagem do condicionador ao motor**



Fonte: Adaptado de AVL, 2012

A medição do fator lambda, foi feita no duto de exaustão pelo sistema ETAS modelo LA 4, com o uso de uma sonda lambda adicional de banda larga da BOSCH modelo LSU 4.9. Uma foto do sistema é apresentada na Figura 34(a).

O sistema de condicionamento e medição do consumo de combustível líquido do motor utiliza uma unidade de controle de temperatura (AVL 753) e uma unidade de medição de vazão de massa (AVL 733), que funcionam de forma integrada com o sistema de automação do banco de provas. A unidade de controle de temperatura é instalada entre a unidade de medição da vazão de combustível e o motor. Para aplicação em ensaios de motores com ignição por centelha, o AVL 753 opera como um sistema de resfriamento controlado e, durante os ensaios, a temperatura do combustível líquido foi mantida em  $20 \pm 1^{\circ}\text{C}$  e a pressão foi mantida a 4 bar. O equipamento possui um sistema de detecção e retirada de vapor para garantia de uma vazão de combustível contínuo e livre de bolhas. A unidade de medição de vazão mássica de combustível, AVL 733, baseia-se no princípio gravimétrico, possibilitando uma medição contínua do consumo. A unidade pode fornecer a medição do consumo instantâneo e o acumulado em determinado período em base mássica ou volumétrica, na medida em que permite armazenar a informação de massa específica do combustível, no caso deste trabalho, o etanol hidratado. Na Figura 34(b) é mostrada uma foto dos sistemas de condicionamento e de medição do consumo de combustível. Além disso, um medidor de fluxo de massa, modelo Sensyflow FMT700-P, foi usado para a medição da vazão de ar na admissão. Um termopar tipo K e uma termorresistência mediram a temperatura dos gases da exaustão e admissão, respectivamente. A pressão barométrica, temperatura e umidade relativa da sala de provas foi medida pelo sensor modelo Vaisala HMT330.

**Figura 34 – (a) Medidor ETAS LA 4 (b) Balança e condicionador de combustível**



(a)



(b)

Fonte: Próprio autor

Um encoder de eixo rotativo (AVL 365 C/365 X) foi utilizado para controle do motor e aquisição de dados. O princípio de funcionamento deste encoder ou marcador angular óptico baseia-se na varredura foto elétrica de finas seqüências de traços. O suporte da medição dos marcadores angulares é um disco de vidro sobre o qual é colocada uma seqüência radial de traços e interstícios, constituindo o que é chamado de pista incremental. Uma segunda pista comporta uma marca de referência. Um LED então emite uma luz que passa pelo disco de vidro. Como o disco contém marcas, a luz passa somente onde não há traços. Portanto, na saída obtém-se um sinal luminoso com a variação angular e um sinal de referência da segunda pista. Este sinal é conduzido até um conversor luz-pulso, que contém células fotovoltaicas que transformam este sinal luminoso em sinal elétrico. Este sinal, por sua vez, vai até o conversor analógico-digital e é esse sinal que vai comandar o chaveamento para a transformação do sinal. O sinal de variação angular comanda a freqüência de medição e o sinal de referência é o que zera a contagem quando se completa um ciclo. Lembrando que para motores de quatro tempos, um ciclo somente é completado em 720° (duas voltas do virabrequim), então este sinal deve ser ignorado uma vez a cada duas voltas.

Uma unidade de central eletrônica (ECU), modelo AVL 427 apresentada na Figura 35, foi utilizada para o controle dos parâmetros de injeção de combustível líquido (E100) e para o controle da ignição da mistura. Esta central eletrônica é controlada por microprocessador para produzir e monitorar sinais referenciados no tempo e no ângulo de virabrequim do motor. Este equipamento possui oito canais independentes, cada um dos quais é capaz de gerar um sinal TTL, com ajuste de início e de duração do pulso.

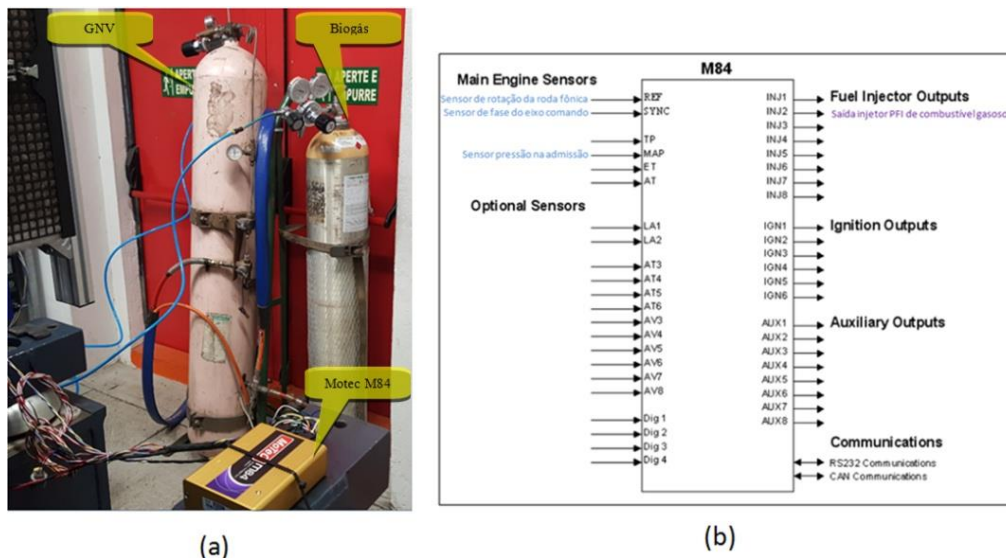
**Figura 35 – Unidade de central eletrônica AVL 427**



Fonte: Próprio autor

Os combustíveis gasosos utilizados no trabalho (biogás e GNV) foram armazenados em cilindros com reguladores de pressão com sistema anti-chama homologados. A pressão de saída dos gases para o injetor foi mantido em 5 bar em todos os testes. Para o controle da injeção de combustível gasoso (biogás e GNV), a central eletrônica MOTEC M84 foi utilizada. Um sensor indutivo no volante do motor para o sinal de referência de rotação foi instalado e os sinais do sensor de fase, para identificação do sincronismo do motor, e do sensor de pressão na admissão, já usados pela ECU AVL 427 para injeção de combustível líquido, foram bifurcados também para MOTEC M84. Com isso, foi possível controlar os parâmetros de injeção (tempo e duração) do combustível gasoso. A Figura 36(a) apresenta os cilindros de armazenamento e a central eletrônica MOTEC M84 no banco de provas e a Figura 36(b), o esquemático de ligações usadas para controle da injeção do combustível gasoso

**Figura 36 – (a) Cilindros de armazenamento (b) Esquemático ligações MOTEC**



Fonte: Próprio autor

A implementação de uma estratégia de controle eletrônico do motor juntamente com a tecnologia *dual-fuel* impacta diretamente nos níveis de gases poluentes produzidos. Portanto, é imprescindível a utilização de um sistema capaz de avaliar as concentrações dos gases poluentes na exaustão do motor. Para o estudo das emissões deste trabalho utilizou-se o analisador de gases NAPRO, modelo PC-MULTIGÁS. (NAPRO, 2011). Tal equipamento permite a quantificação da concentração de elementos: monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono

(CO<sub>2</sub>), hidrocarbonetos (HC), oxigênio (O<sub>2</sub>), óxidos nítricos (NO<sub>x</sub>), que estão presentes nos gases de escape. A concentração dos elementos é calculada tendo como base o método de medição por infravermelho não dispersivo. Para os testes, foi utilizado um recipiente contendo sílica, para a condensação da umidade presente nos gases queimados a fim de evitar danos ao equipamento. No sistema PC-MULTIGÁS as medições realizadas são apresentadas em percentual volume por volume (%v/v) ou em partes por milhão (ppm). A Figura 37, mostra a montagem do equipamento para aquisição de emissões.

**Figura 37 – Analisador de emissões**



Fonte: Próprio autor

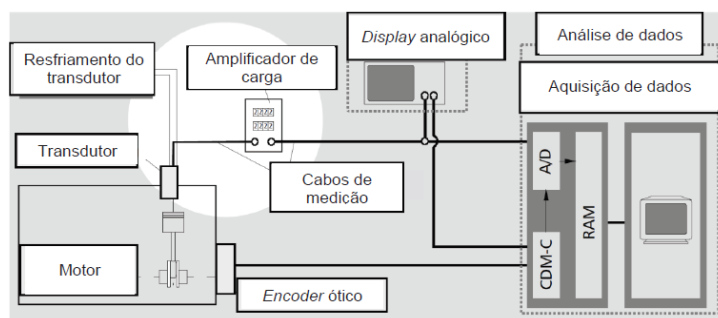
### **3.4.2. Instrumentação para análise da combustão**

A pressão dentro da câmara principal foi medida com o transdutor piezoelétrico de pressão AVL GU22C. O transdutor de pressão e o medidor angular óptico devem trabalhar em conjunto para fornecer a pressão no interior do cilindro para cada posição angular do virabrequim. O sinal de carga elétrica do sensor de pressão na câmara passa por um amplificador de carga para conversão e amplificação do sinal para volts, antes da digitalização em um conversor analógico-digital e processamento. A sensibilidade do transdutor é dada pela ficha de calibração e é igual a 35,25 pC/bar. O ganho do amplificador é regulado via software AVL em função da pressão máxima. (AVL, 2012).

O sistema de aquisição e processamento de dados da combustão AVL *IndiModul622* foi utilizado para tratamento e gravação dos dados de pressão no

interior do cilindro, em intervalos de  $0,1^\circ$  de ângulo do virabrequim. Os dados utilizados nos resultados foram calculados da média de 200 ciclos coletados para cada condição de testes com este sensor. O programa AVL INDICOM (AVL, 2012) foi utilizado para monitoramento e análise de dados em tempo real e para análises posteriores. Na Figura 38 pode ser observado um diagrama esquemático do sistema para análise da pressão no interior do cilindro. A medição da pressão em alta frequência nos dutos de admissão e exaustão foram feitas utilizando os sensores AVL LPD11DA05 e AVL GU21C, respectivamente, seguindo a mesma metodologia descrita anteriormente.

**Figura 38 – Esquemático da medição da pressão dentro do cilindro**



Fonte: MACHADO, 2012.

### **3.4.3. Características técnicas da instrumentação**

A instrumentação empregada foi calibrada, sendo que os ensaios foram realizados na vigência dos certificados de calibração específicos. Na Tabela 11 são apresentadas as características da instrumentação principal utilizada neste trabalho. Os dados apresentados são provenientes dos manuais e certificados de calibração dos instrumentos. Quando não disponível a incerteza do instrumento (incerteza tipo B), utilizou-se a resolução do instrumento dividida pela raiz quadrada de três. (MELO, 2006 e MACHADO, 2012). A Norma NBR ISO 1585 (ABNT, 1996), utilizada para ensaios dinamométricos em motores, exige incertezas máximas para alguns dos equipamentos de medição e instrumentação de banco de provas, as quais foram comparadas às incertezas das instrumentações. Neste trabalho, foram utilizados parâmetros de desempenho indicados para as principais análises, ou seja, utilizando a medição de pressão dentro da câmara de combustão.

**Tabela 11 – Características técnicas da instrumentação**

<b>Grandeza</b>	<b>Marca/Modelo</b>	<b>Tipo</b>	<b>Escala de medição</b>	<b>Origem da incerteza</b>	<b>Incerteza (Tipo B)</b>
Velocidade de rotação	AVL 365	Óptico	50 a 20000 rpm	Fabricante	$<\pm 0,03^\circ / \pm 3\text{rpm}$
Pressão na câmara de combustão	AVL GU22C	Piezoelétrico	0 a 250 bar	Carta de calibração fabricante	$\pm 0,3\%$ FE
Pressão no coletor de admissão	AVL LPD11DA05	Piezoelétrico	0 a 5 bar	Carta de calibração fabricante	$\pm 0,1\%$ FE
Pressão no coletor de exaustão	AVL GU21C	Piezoelétrico	0 a 10 bar	Carta de calibração fabricante	$\pm 0,1\%$ FE
Lambda	BOSCH LSU 4.9	Banda larga	0,65 a 8,0	Fabricante	0,009
Vazão de ar	Sensyflow FMT700-P	Anemômetro de fio quente	0 a 400 kg/h	Fabricante	$<\pm 1\%$
Consumo de combustível líquido	AVL 733	Gravimétrico	0 a 160 kg/h	Fabricante	0,05%
Temperatura admissão	-	PT 100	-50 a 650 °C	Calibrado	$\pm 0,8\%$
Temperatura água	-	PT 100	-50 a 650 °C	Calibrado	$\pm 0,8\%$
Temperatura exaustão	-	Termopar tipo K	-50 a 1372 °C	Calibrado	$\pm 1,1\%$
Pressão ambiente	Vaisala HMT330	Resistivo	800 a 1200 mbar	Fabricante	$\pm 0,7\%$
Umidade relativa do ar	Vaisala HMT330	Resistivo	0 a 100%	Fabricante	$\pm 0,5\%$
Pressão de combustível líquido	AVL APT 100	Analógico	0 a 6 bar	Fabricante	$\pm 0,35\%$
Temperatura óleo	-	PT 100	-50 a 650 °C	Calibrado	$\pm 0,7\%$

**Fonte: Próprio autor**

#### **3.4.4. Incertezas de medições dos ensaios experimentais**

As incertezas de medições foram calculadas segundo a metodologia descrita no Guia para a Expressão da Incerteza de Medição (ABNT & INMETRO, 2003) e orientações de Melo (2006).

A incerteza de medição foi dividida em incerteza devido à repetitividade das leituras (registros) realizadas (tipo A) e a incerteza devido ao instrumento (tipo B). A incerteza tipo A ( $I_A$ ) foi calculada dividindo-se o desvio padrão dos registros pela raiz quadrada do número de registros. A incerteza do tipo B ( $I_B$ ) utilizada foi a reportada na Tabela 11.

Para as variáveis de interesse obtidas diretamente pelo sistema de controle do banco de provas e que não dependem de outras grandezas, as incertezas absolutas do tipo B foram calculadas multiplicando-se a incerteza relativa reportada pelo fabricante do instrumento pela média das leituras dos ensaios. No caso das variáveis de interesse obtidas a partir de cálculos, que utilizam as grandezas lidas diretamente pelo sistema do banco de provas ou pelo sistema de medição da pressão na câmara de combustão, as incertezas do tipo B foram propagadas adotando-se a metodologia de combinação das incertezas, segundo a Equação 57 (KLINE & MCCLINTOCK, 1953),

$$\epsilon_R = \sqrt{\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \epsilon_{x_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \epsilon_{x_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} \epsilon_{x_n}\right)^2} \quad (57)$$

onde  $\epsilon_R$  é a incerteza do tipo B da variável dependente de interesse,  $R = R(x_1, x_2, \dots, x_n)$ , e  $\epsilon_{x_n}$  são as incertezas do tipo B das variáveis independentes.

Com as incertezas do tipo A e tipo B, foi calculado a incerteza combinada ( $I_C$ ), de acordo com a Equação 58. Por sua vez, a incerteza expandida, ( $I_E$ ), é obtida pela multiplicação da incerteza combinada pelo fator de abrangência,  $k$ , conforme Equação 59. O valor assumido para o fator de abrangência foi 2, consistindo em um grau de confiabilidade de 95% para a média da variável de interesse.

$$I_C = \sqrt{I_A^2 + I_B^2} \quad (58)$$

$$I_E = kI_C \quad (59)$$

A Tabela 12 apresenta algumas das incertezas combinadas das grandezas envolvidas e avaliadas nos resultados e determinadas por meio da aquisição nos ensaios.

**Tabela 12 – Incertezas associadas máximas**

<i>Incerteza das medições</i>	
Rotação	± 5rpm
Pressão média efetiva indicada ( <i>IMEP</i> )	± 62 mbar
Potência indicada	± 0,005 kW
Eficiência de conversão de combustível	± 0,17 %

Fonte: Próprio autor

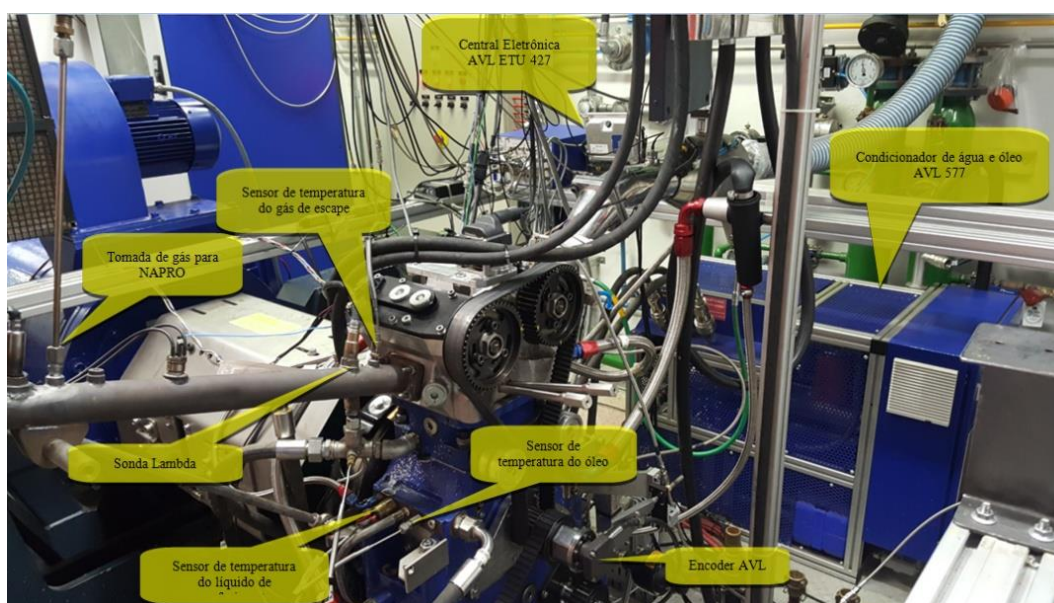


### 3.4.5. Visão geral do banco de provas para as grandezas medidas

Na Figura 39, Figura 40 e Figura 41 são ilustrados os posicionamentos dos sensores no banco de provas e indicados os dispositivos utilizados para mensurar/controlar algumas grandezas mostradas na seção de instrumentação. Por meio das figuras mencionadas acima é possível observar os equipamentos utilizados para controle da temperatura da água, óleo e combustível e os locais de medição de pressão e temperatura na admissão e escapamento. São mostrados também a localização da sonda lambda, a tomada para medição da composição química dos gases no escapamento e o posicionamento dos componentes base para o sistema de injeção e ignição.

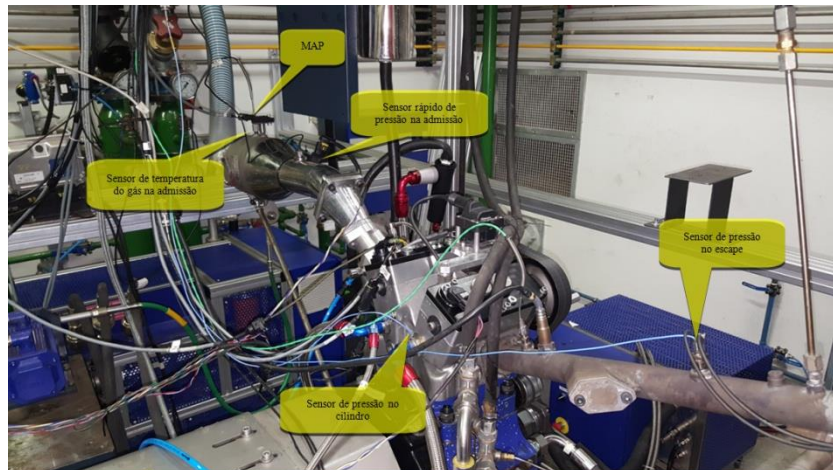
Especialmente na Figura 42 tem-se uma visão geral dos sensores utilizados para obtenção de informações refinadas sobre o funcionamento do motor, ou seja, pressão dentro do cilindro, pressão do gás na admissão e no escapamento, sempre utilizando a base de tempo gerada por um encoder fixado ao virabrequim, que fornece resolução angular de  $0,1^\circ$ . Ainda nessa figura, detalha-se o injetor PFI de combustível líquido e o injetor PFI de combustível gasoso.

**Figura 39 – Vista geral da bancada de ensaios com SCRE - posição 1**



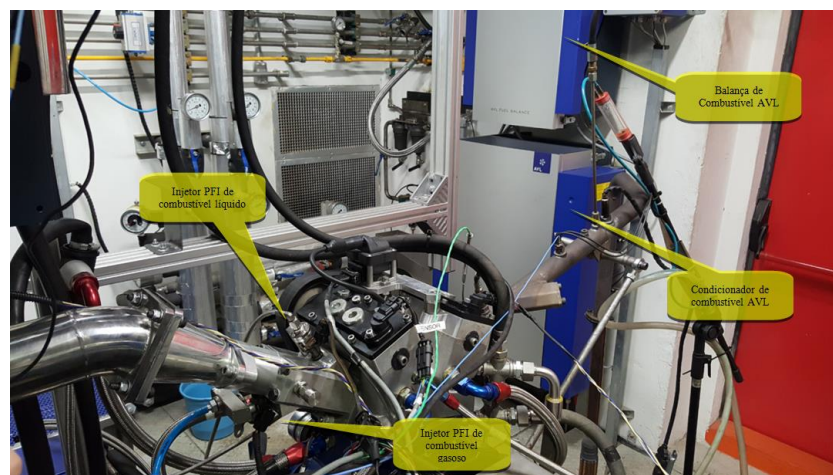
Fonte: Próprio autor

**Figura 40 – Vista geral da bancada de ensaios com SCRE - posição 2**



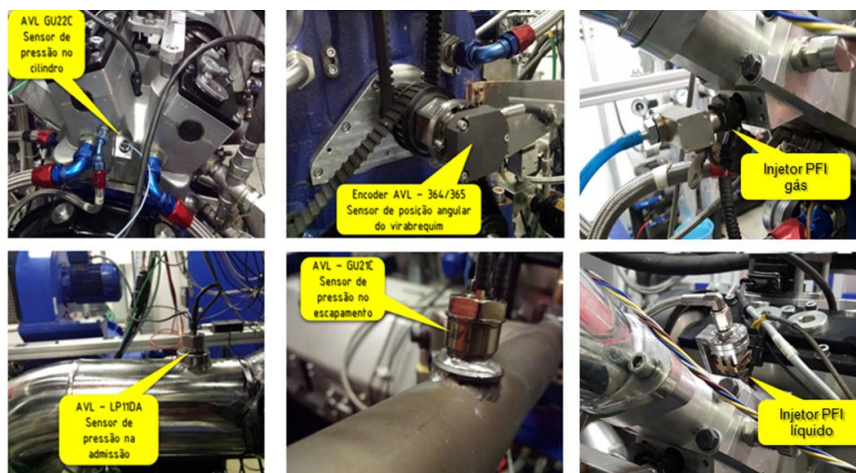
Fonte: Próprio autor

**Figura 41 – Vista geral da bancada de ensaios com SCRE - posição 3**



Fonte: Próprio autor

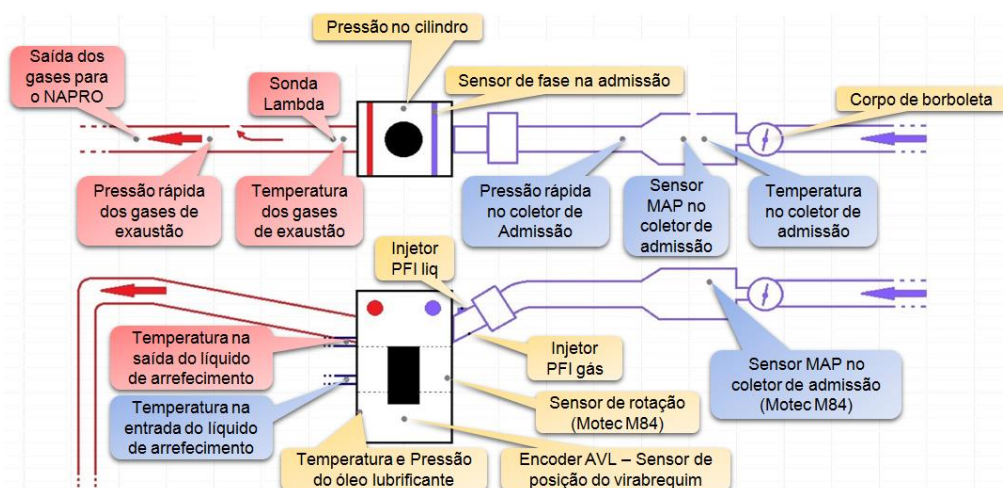
**Figura 42 – Sensores de monitoramento do INDICOM e injetores**



Fonte: Próprio autor

Na Figura 43 é ilustrada a bancada de provas com o motor monocilindro de pesquisa, de forma esquemática, sendo possível observar com maiores detalhes os principais pontos de medição, os componentes utilizados, os parâmetros mensurados e as medidas de referência.

**Figura 43 – Esquema geral da bancada de provas do SCRE**



Fonte: Próprio autor

### 3.4.6. Sistema de automação e aquisição de dados utilizado

O sistema de aquisição e monitoramento do banco de provas do motor monocilindro de pesquisa é composto por quatro diferentes sistemas, sendo eles:

- PUMA
- INDICOM
- NAPRO
- ETU/MOTEC

Cada sistema é responsável pela aquisição e monitoramento de uma parcela das grandezas medidas e controladas, sendo que o PUMA faz aquisição e monitoramento dos dados do dinamômetro, tais como temperatura dos fluidos do motor, vazão de ar, vazão de combustível, lambda, temperatura e pressão nas regiões de interesse, sendo possível calcular também o consumo específico e a eficiência de conversão de combustível. O INDICOM faz aquisição e monitoramento da pressão dentro do cilindro e nos coletores de admissão e escapamento, além de receber também os sinais de injeção e ignição. É nele também que se implementam

as rotinas para a análise da combustão, sendo calculados e mostrados os parâmetros de interesse. Adicionalmente, fornece informações sobre o IMEP e visualização da curva de pressão. Já no sistema NAPRO, tem-se a medição em volume dos 4 principais gases da exaustão, CO, CO<sub>2</sub>, NOx e HC. Finalmente, no software da ETU faz-se o gerenciamento eletrônico do motor, ou seja, lá são ajustados o momento da ignição, da injeção de combustível líquido, o tempo de injeção e a escolha dos mapas PFI. No software da MOTEC faz-se o gerenciamento da injeção de combustível gasoso. A Figura 44 mostra a sala de controle e seus ambientes de monitoramento e controle do motor durante os ensaios.

**Figura 44 – Visão geral da bancada de controle do SCRE**



**Fonte: Próprio autor**

De forma a integrar o sistema de aquisição e monitoramento, fez-se a comunicação do INDICOM com o PUMA, para que alguns parâmetros calculados no INDICOM sejam repassados ao sistema do PUMA e vice-versa e, portanto, sejam armazenados e monitorados na mesma base de tempo. De uma forma geral, a configuração do sistema de aquisição é feito da seguinte forma:

- O sistema PUMA recebe informações de um conjunto de dados referente a uma média móvel de 50 ciclos, armazenados no INDICOM;
- O sistema PUMA é ajustado para armazenamento de 60 segundos de informações para cada ponto do plano cotado que foi ensaiado;

- O sistema INDICOM foi utilizado para armazenamento de informações ciclo a ciclo, sendo a base de tempo referenciada como ângulo do virabrequim e a aquisição realizada para 200 ciclos;
- O sistema NAPRO fez a aquisição dos valores das emissões também durante 60 segundos, sendo acionado manualmente quando o sistema de aquisição do PUMA também é iniciado.

Percebeu-se que, em função da não integração completa dos sistemas de aquisição, existe a necessidade de tratamento dos dados em um sistema separado. Para isto, cada conjunto de dados armazenado nos ambientes citados foi exportado para um arquivo externo, sendo os arquivos base mantidos em um banco de dados. Os arquivos exportados são então lidos em uma rotina de MATLAB, criada especialmente para este trabalho.

#### **3.4.7. Grandezas calculadas**

A análise dos resultados está relacionada diretamente com os parâmetros de desempenho, combustão e emissões calculados. No Anexo IV é apresentado o formulário detalhado de referência para as grandezas calculadas a partir das grandezas medidas, com as respectivas unidades e suas conversões. O formulário segue metodologia específica, tendo como base as referências bibliográficas. É importante ressaltar a metodologia utilizada para o cálculo utilizando a tecnologia *dual-fuel*. Nos pontos de teste onde apenas um combustível foi utilizado, líquido ou gasoso, a parcela referente ao combustível não utilizado deve ser desconsiderada, o que não atrapalha os cálculos mostrados.

O Anexo V ilustra as grandezas armazenadas e que foram utilizadas para obtenção dos resultados. Nota-se que cada grandeza tem uma fonte específica, sendo que ao final da tabela, há uma descrição de referência. Chama-se a atenção também para o tratamento de dados final, onde armazena-se uma cópia da média de 200 ciclos do INDICOM, sendo possível observar detalhadamente a curva de pressão no cilindro, pressão na admissão e no escapamento, a taxa de liberação de calor e a fração de massa queimada para cada ponto dos ensaios.

### **3.4.8. Metodologia de ensaios**

De acordo com os objetivos traçados, o presente trabalho teve o intuito de estudar a tecnologia *dual-fuel* utilizando biogás, GNV e etanol para aplicação de geração de energia ou, mais especificamente, grupo moto-geradores. Desta forma, os ensaios foram realizados nas rotações de 1800rpm e 3600rpm, sendo estas compatíveis com as frequências das redes de distribuição brasileira e as rotações mais comuns utilizadas nos moto-geradores comerciais. Devido a limitação da quantidade do biogás sintetizado, foram escolhidas duas cargas para cada rotação: plena carga ou WOT (do inglês, *wide open throttle*) e 4 bar da pressão média efetiva indicada líquida (NIMEP). Além disso, mesmo sabendo dos possíveis ganhos utilizando combustível gasoso juntamente com misturas pobres, em todo o trabalho foi utilizado a condição de  $\lambda = 1,0$ . Esta condição de mistura estequiométrica tornou a metodologia dos ensaios e definição das porcentagens de cada combustível mais simples. A influência de cada parâmetro definido é discutido nos resultados.

A metodologia de ensaios foi dividida em três etapas. A primeira etapa dos testes dinamométricos consistiu na caracterização baseline do motor operando com apenas um combustível (R100), para os três combustíveis já citados (etanol hidratado (E100), biogás e GNV). A segunda etapa foi o estudo e caracterização da tecnologia *dual-fuel*, operando nos modos biogás-etanol (Biogás\_E100) e GNV-etanol (GNV\_E100). A terceira etapa consistiu na análise da iEGR para o ponto de operação de 4 bar de NIMEP, para ambas as rotações e todas as condições de injeção (um combustível e *dual-fuel*). Esta condição representa uma faixa de operação de carga parcial, muito utilizada em moto-geradores além da condição de WOT, e apresentava potencial de melhoria para utilização da iEGR de acordo com a revisão bibliográfica e com testes preliminares.

Para determinação da porcentagem de cada combustível quando operando no modo *dual-fuel*, foi necessário definir uma metodologia consistente. Desta forma, tanto para a carga de WOT como para a carga de 4 bar de NIMEP, foi utilizado os resultados do biogás e GNV da primeira etapa dos ensaios (operando apenas com um combustível e  $\lambda = 1,0$ ) para definir a quantidade ou vazão de combustível gasoso na operação *dual-fuel*, sendo o etanol o segundo combustível a ser injetado até atingir a quantidade ou vazão para obter uma mistura com  $\lambda = 1,0$ . Foram utilizadas as razões de 50% (R50) e 25% (R25) da quantidade total de combustível gasoso

operando apenas com um combustível para a mesma condição de operação. A nomenclatura das razões dos combustíveis são apresentadas na Tabela 13 para melhor compreensão da metodologia e análise dos resultados.

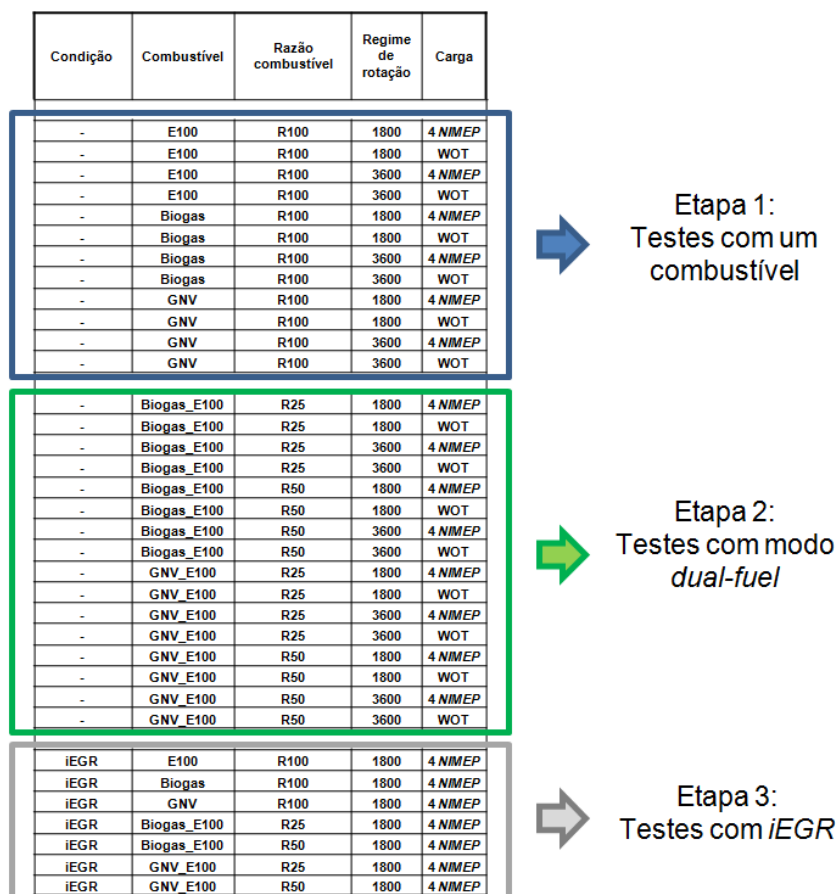
**Tabela 13 – Definição da nomenclatura para razões de combustíveis**

R100	100% do combustível
R50	50% do combustível gasoso se comparado com a mesma condição de teste operando apenas com um combustível
R25	25% do combustível gasoso se comparado com a mesma condição de teste operando apenas com um combustível
Biogás_E100	Modo de operação <i>dual-fuel</i> com biogás e etanol hidratado
GNV_E100	Modo de operação <i>dual-fuel</i> com GNV e etanol hidratado

Fonte: Próprio autor

A Figura 45 explicita as condições dos ensaios, com as respectivas rotações do motor, carga, modo de operação (um combustível ou *dual-fuel* e com ou sem iEGR) e o combustível ou a proporção do combustível gasoso. É detalhado também a divisão das etapas da metodologia mencionadas anteriormente.

**Figura 45 – Metodologia de ensaios**



Fonte: Próprio autor

### 3.4.9. Metodologia de calibração

O fluxograma apresentado na Figura 46 ilustra detalhadamente o procedimento de calibração utilizado para o sistema de injeção indireta, tanto quando operado apenas com um combustível, como quando operado no modo *dual-fuel*. O mapa de carga da bobina do sistema de ignição foi determinado para o motor funcionando à frio, utilizando diferentes regimes de rotação do motor e de 0,30 bar até 0,90 bar (passo 0,30 bar) de pressão no coletor de admissão. Utilizou-se uma ponta de corrente ligada ao INDICOM para fazer a medição da corrente no primário da bobina, sendo determinado o tempo de carga de forma a atingir a saturação de carregamento da bobina (2,7 ms por padrão da bobina utilizada).

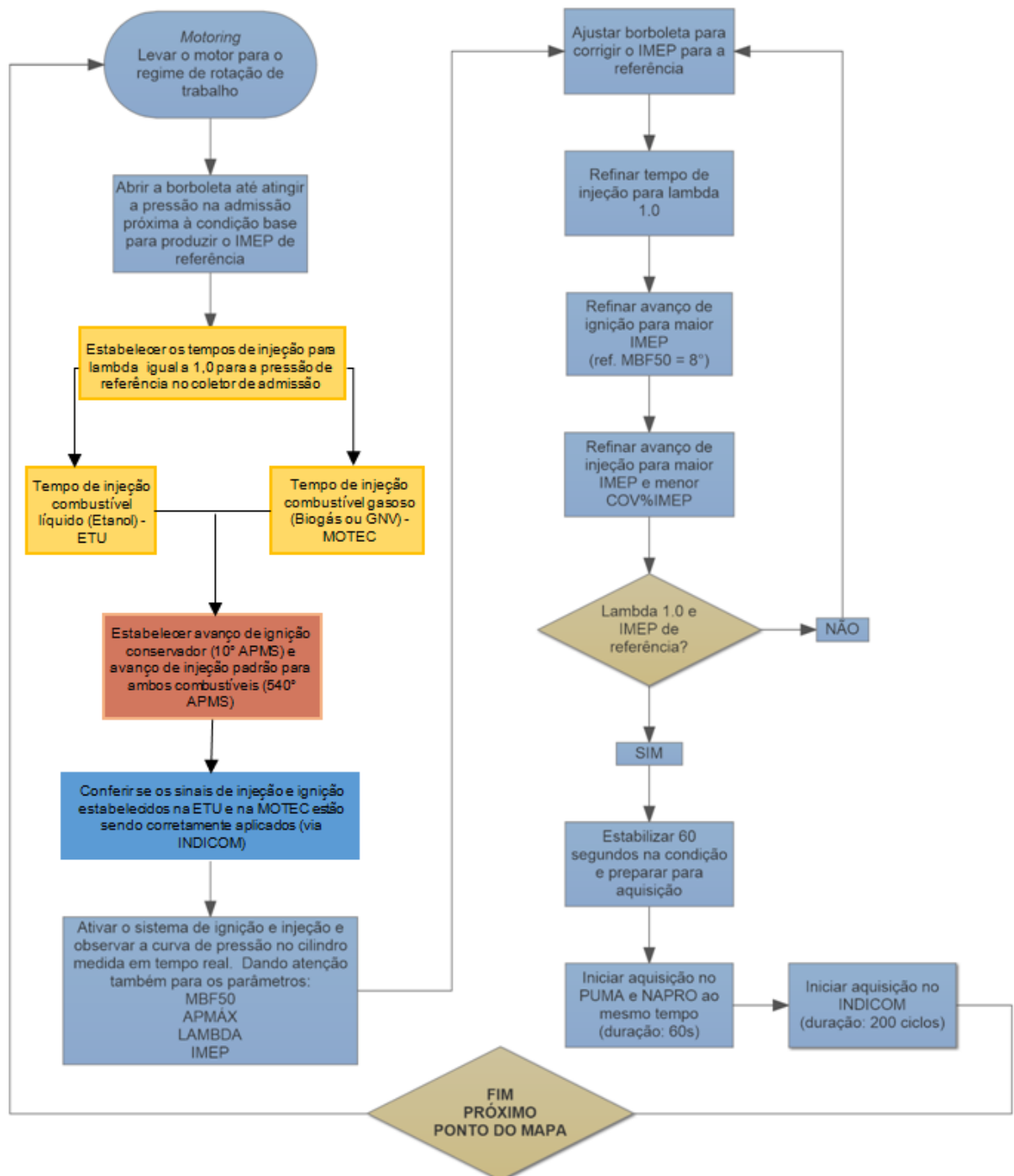
Em função da dificuldade de estabilização do motor na condição de carga requerida, adotou-se uma tolerância de 1% no NIMEP. O momento da injeção foi variado durante os ensaios em busca de um valor ótimo, nessa variação adotou-se valores base como  $-360^\circ$ ,  $-270^\circ$ ,  $-180^\circ$  antes do PMS, sendo que um refinamento pôde ser feito próximo à região de melhor eficiência e menor CoV NIMEP. Com relação ao avanço de ignição, o valor foi ajustado para o parâmetro MBF 50 igual a  $8^\circ$ , sendo que uma varredura ao redor deste ponto foi realizada (utilizando-se  $+5^\circ$ ,  $+2^\circ$ ,  $+1^\circ$ ,  $+0.5^\circ$ ,  $-0.5^\circ$ ,  $-1^\circ$ ,  $-2^\circ$  e  $-5^\circ$ ). O valor final foi escolhido em virtude do melhor desempenho térmico do motor. Dependendo da condição de carga, velocidade de rotação e combustível (tipo de combustível e se um combustível ou *dual-fuel*), pode-se notar a presença de detonação a partir da oscilação da derivada da curva de pressão (analisada em tempo real na tela do INDICOM), conforme apresentado na Figura 47. Dessa forma, o avanço de ignição foi alterado para mitigar a ocorrência de detonação a um limite conhecido como LDI (limite de detonação inferior ou limite de ocorrência de detonação).

Adicionalmente, aplicou-se um filtro de alta frequência no sinal de pressão dentro do cilindro. O sinal obtido foi normalizado (elevado ao quadrado) e em seguida ele foi integrado. Utilizou-se uma janela de 20 ciclos para avaliar o menor valor obtido da integral (ciclo de referência sem detonação). Comparou-se o ciclo atual com o ciclo de referência sem detonação obtido no passo anterior. Se o valor da razão de intensidade for maior que um valor de referência (2:1), então o ciclo é marcado como ciclo detonante. A frequência de detonação é obtida para uma janela de 100 ciclos. Dessa forma, se forem avaliados  $<5\%$  de ciclos detonantes, então a



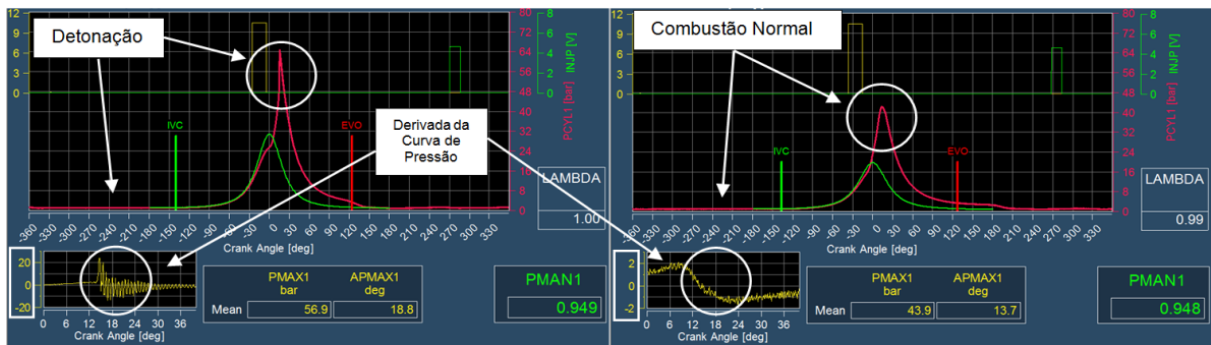
condição operacional foi validada para LDI, se ainda houver ganho de torque em relação à condição com menor número de ciclo detonante. Durante o processo de calibração não foram aceitas condições com frequência de ciclos detonantes maiores que 5%.

**Figura 46 – Fluxograma detalhado do processo de calibração**



Fonte: Próprio autor

**Figura 47 –Exemplo de análise visual da curva de pressão no cilindro e da sua derivada para avaliação da condição de detonação e calibração para LDI.**



Fonte: Próprio autor

## 4. RESULTADOS E ANÁLISE

Os resultados deste trabalho mostram o desempenho de um SCRE operando com biogás, etanol e GNV, no modo com apenas um combustível (Etapa 1), no modo *dual-fuel* (Etapa 2) e utilizando iEGR (Etapa 3), voltados para aplicação de geradores de energia. Estes resultados são agrupados de acordo com a estratégia de cada uma das três etapas de testes da metodologia. O Anexo VI apresenta as tabelas contendo os dados médios de todas as grandezas medidas e calculadas durante os ensaios no dinamômetro. A elevada confiabilidade dos resultados apresentados é resultado da qualidade dos sistemas de medição, do número elevado de amostras realizadas em cada ensaio e da aplicação de metodologias de calibração do motor em conformidade com a norma NBR 1585 (ABNT, 1996).

### 4.1. Resultados da Etapa 1 - Testes com apenas um combustível

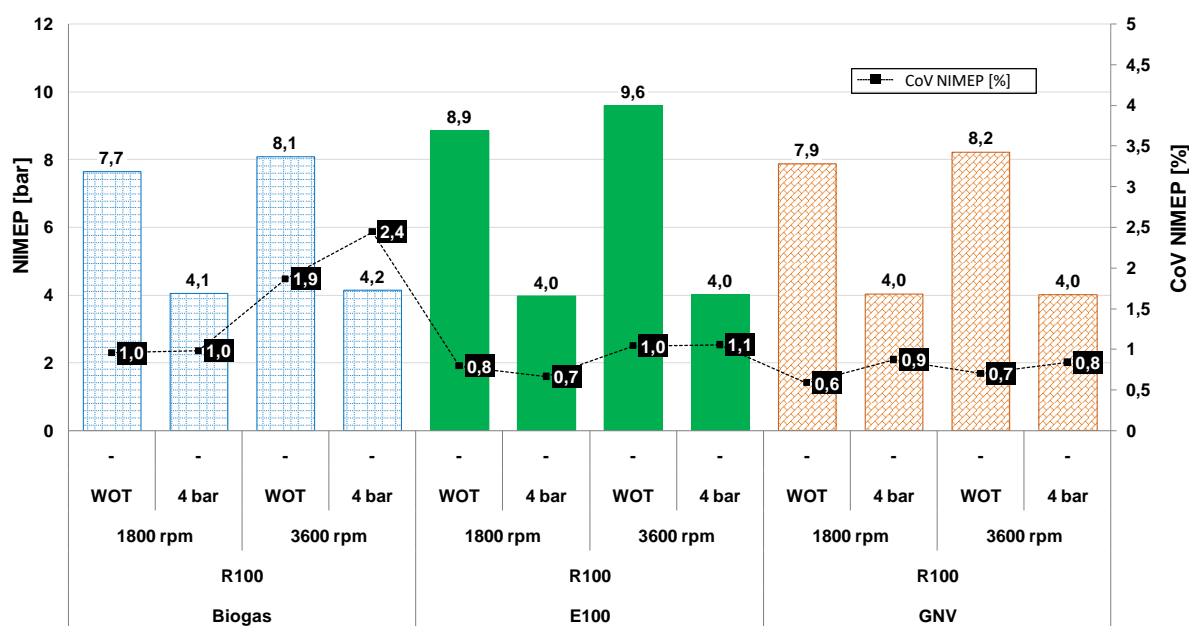
A primeira etapa da metodologia consiste nos testes com um combustível (R100 : biogás, etanol ou GNV) em cada condição de carga e rotação pré-definida. É importante lembrar que em todos os testes foi utilizado a mesma relação volumétrica de compressão de 13,6:1, relação esta medida de acordo com a metodologia descrita. Os combustíveis foram injetados no pórtilo de admissão (injeção PFI), nas respectivas posições apresentadas no projeto de flange dos injetores, formando uma mistura ar/combustível homogênea e o valor de  $\lambda = 1,0$  foi adotado em todos os testes. Esta fase é importante para analisar o comportamento de desempenho do motor, combustão e emissões de cada combustível separadamente, auxiliando nas análises das próximas etapas.

Considerando as duas condições de carga ensaiadas (4 bar de NIMEP e WOT), pode-se comparar o desempenho do motor na condição de WOT, lembrando que o motor é aspirado. A Figura 48 apresenta a pressão média efetiva indicada de cada combustível para as condições de teste ensaiadas. É possível notar que o etanol possui a maior NIMEP, seguido do GNV e do biogás, respectivamente, tanto para rotação de 1800rpm como para a rotação de 3600rpm. Este é um resultado esperado, conhecendo o poder calorífico de cada combustível e a tonalidade térmica da mistura ar/combustível. Define-se aqui tonalidade térmica, como a relação do

poder calorífico do combustível associado à relação ar/combustível estequiométrica, que é basicamente a energia do volume da mistura que entra no cilindro.

Em relação a estabilidade da combustão, os três combustíveis apresentaram covariância da pressão média efetiva indicada baixa e aceitável (CoV NIMEP < 3%), dados também apresentados na Figura 48. O etanol e o GNV obtiveram resultados de covariância semelhantes e menores, comparando-os com o biogás. A presença de gás inerte na composição do biogás (35% de CO<sub>2</sub>) é uma justificativa para este comportamento, uma vez que tanto o poder calorífico do combustível quanto a velocidade de propagação de chama diminuem, provocando maior instabilidade da combustão. Além disso, alguns autores já pesquisaram e comprovaram que os combustíveis gasosos operam melhor com misturas pobres, o que não ocorreu neste trabalho. Estes fatos são recorrentes nas análises dos resultados posteriores.

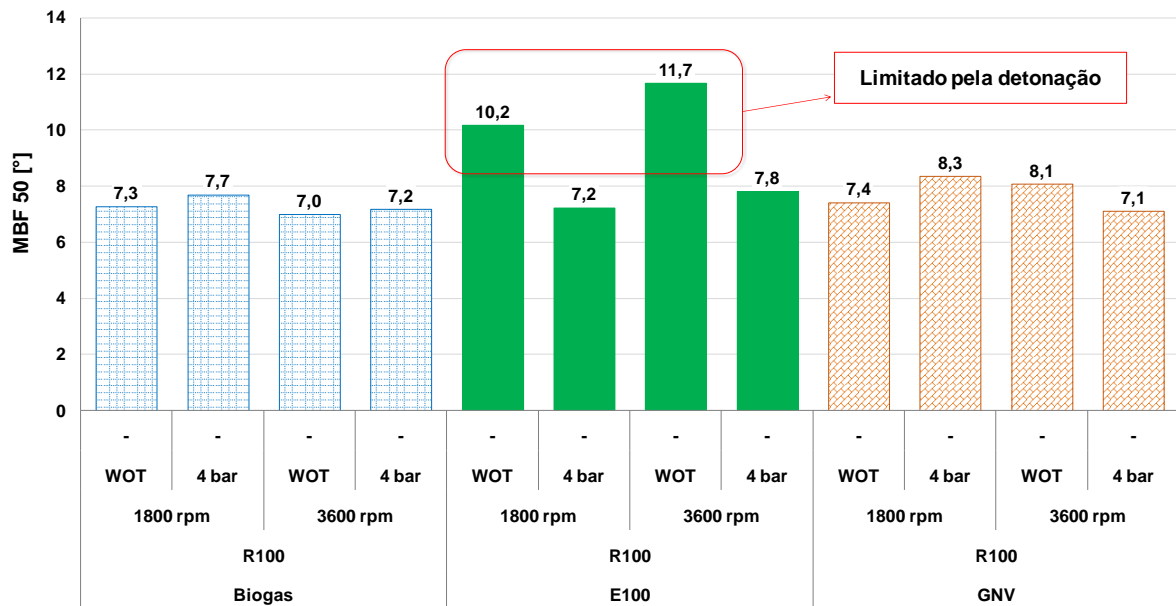
**Figura 48 – NIMEP e sua respectiva covariância - Etapa 1**



Fonte: Próprio autor

De acordo com a bibliografia estudada, os combustíveis gasosos (GNV e biogás) possuem maior resistência à detonação do que o etanol. A Figura 49 exemplifica esta situação, onde, nas condições de WOT, o etanol foi calibrado pelo LDI devido a ocorrência de detonação na busca do parâmetro do ângulo de 50% da massa queimada em torno de 8° (MBF 50 = 8°), enquanto os combustíveis gasosos atingiram o MBT.

**Figura 49 – MBF 50 e condições limitadas pela detonação - Etapa 1**



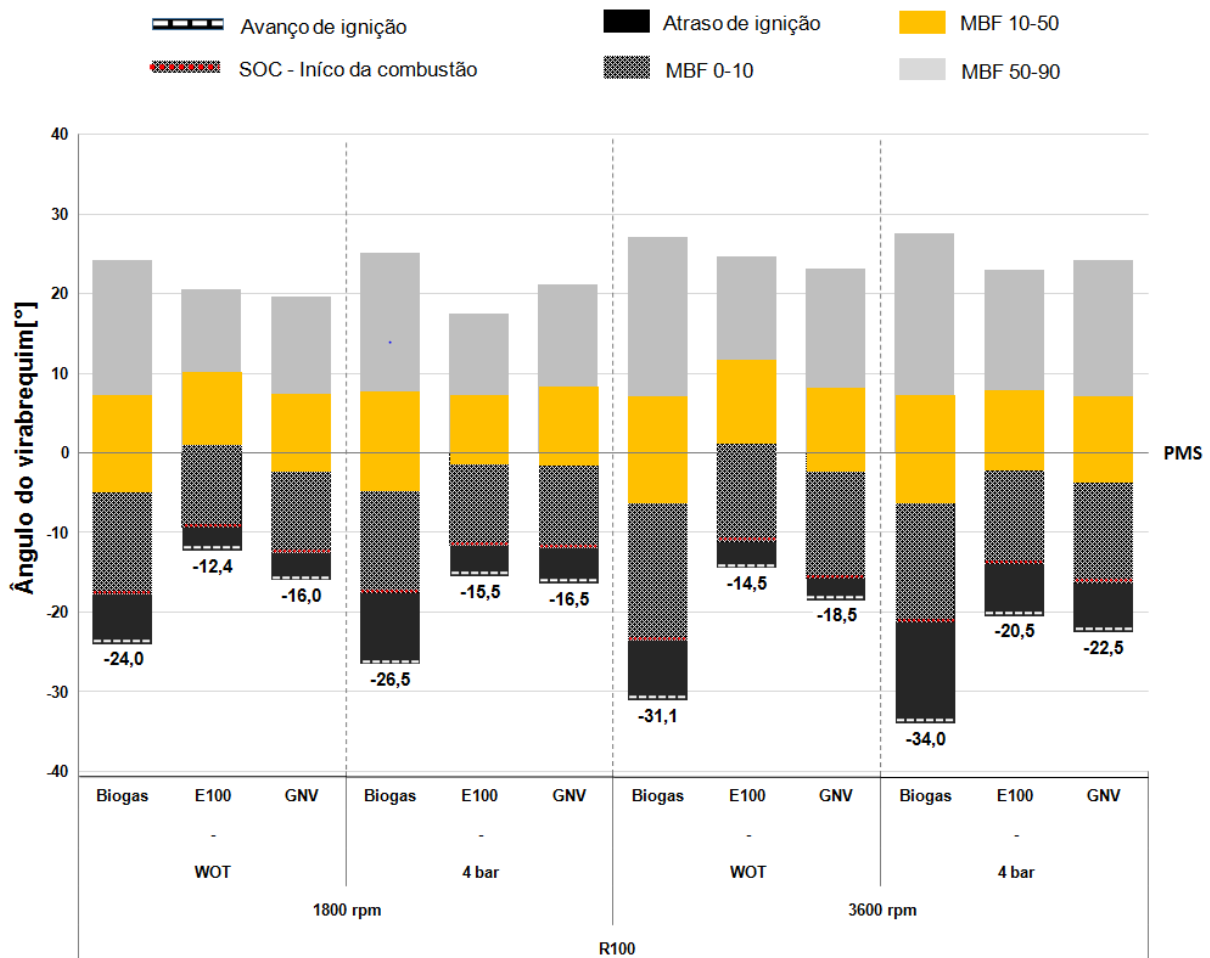
Fonte: Próprio autor

A combustão de cada combustível no SCRE é melhor analisada pela Figura 50, onde são mostrados o avanço de ignição, o início da combustão e conseqüente atraso de ignição, as durações de cada etapa da combustão e o posicionamento do centro da combustão com relação as condições de operação do motor. Os dados estão referenciados com o valor do ângulo do virabrequim na região do PMS de compressão. Nota-se que, para todas as condições, o avanço de ignição do biogás é maior, seguido pelo GNV e posteriormente o etanol. Além do número de metano ser uma razoável explicação para os combustíveis gasosos terem maior avanço de ignição, o biogás necessita de mais avanço pela presença de gás inerte na sua composição, levando a uma menor temperatura no final da compressão, um maior atraso de ignição e uma menor velocidade de propagação de chama. Além disso, como já citado no estado da arte, a presença de gás inerte no combustível pode ajudar a inibir a ocorrência de detonação em algumas condições de operação.

O atraso de ignição e as durações de MBF 0-10, MBF 10-50 e MBF 50-90 do etanol e do GNV não apresentaram diferenças significativas. As durações da combustão para o biogás foram ligeiramente maiores. É possível perceber que a duração da combustão ou MBF 10-90 é maior para o biogás, seguido pelo GNV e depois o etanol. A duração da combustão está ligada inversamente à velocidade de

propagação de chama turbulenta. Os valores de duração de cada etapa da combustão podem ser encontrados no Anexo VI.

**Figura 50 – Parâmetros da combustão - Etapa 1**



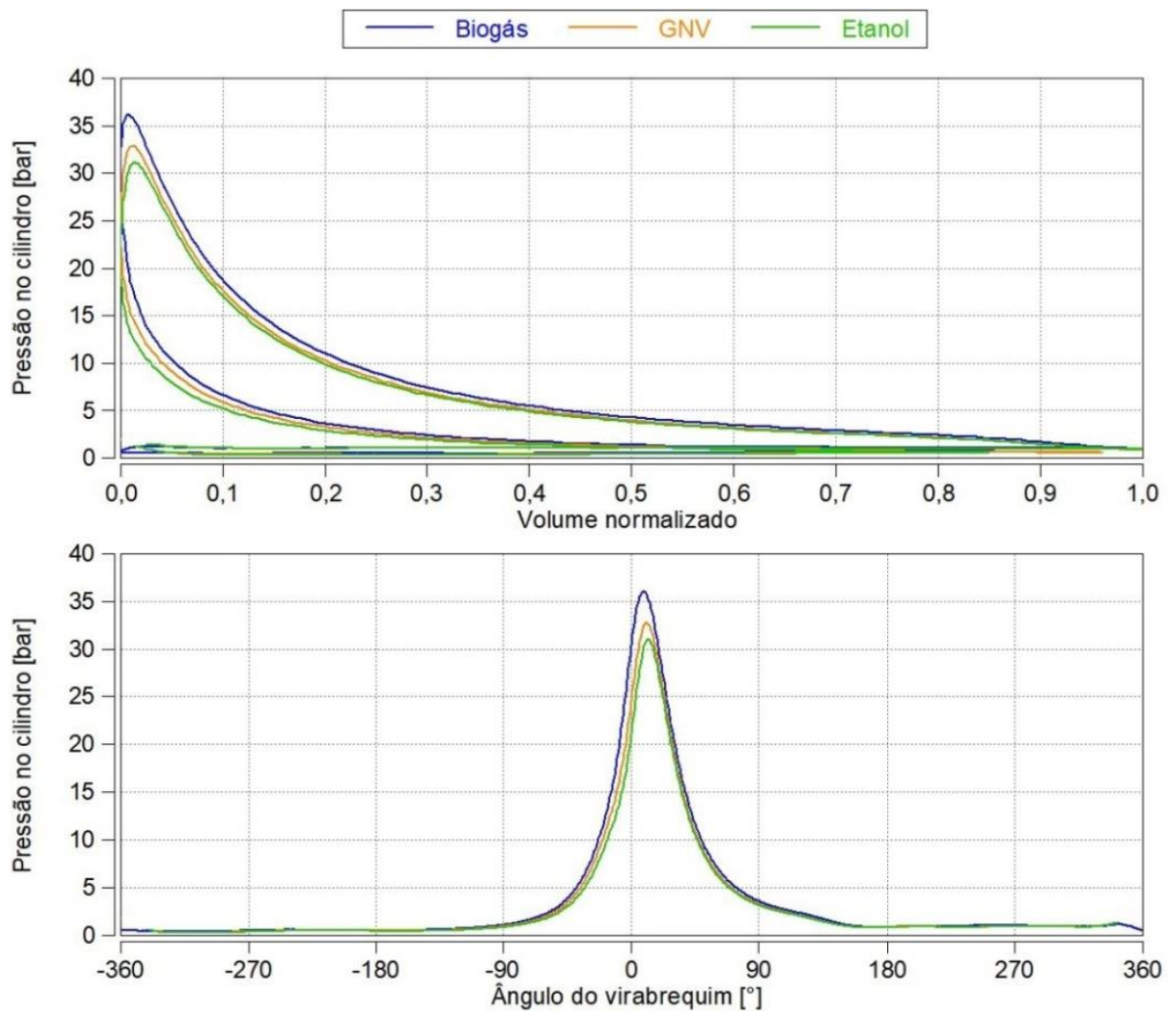
Fonte: Próprio autor

Na Figura 51 são apresentados os diagramas PV e as curvas de pressão para uma condição dos testes realizados, 3600rpm e 4 bar de NIMEP. Estes gráficos são apresentados como base de comparação e exemplo de aquisição de dados, obtendo uma curva média resultante de 200 ciclos para cada caso.

Analisando os gráficos da Figura 51, que são para uma mesma condição de carga, é possível perceber que a pressão máxima no cilindro é maior para o biogás, seguido do GNV e do etanol. Os motivos são o avanço de ignição maior já citado e a vazão mássica da mistura ar/combustível introduzida no cilindro. Para o biogás, a vazão de ar é maior por causa da sua respectiva razão ar/combustível estequiométrica e das propriedades do combustível que fazem a borboleta de

admissão ficar mais aberta, levando a um maior trabalho de compressão. Os trabalhos de expansão dos três combustíveis são próximos. Sobre os trabalhos de bombeamento, são melhores discutidos na Etapa 3 dos resultados, onde a iEGR é estudada.

**Figura 51 – Diagramas PV e curvas de pressão no cilindro - 3600rpm e 4 bar de NIMEP**



Fonte: Próprio autor

Conforme metodologia de cálculo apresentada no Anexo IV, as eficiências indicadas térmica, de combustão e de conversão de combustível foram avaliadas e comparadas. Analisando as eficiências apresentadas na Figura 52, tem-se que os combustíveis gasosos (biogás e GNV) apresentaram valores de eficiência térmica maiores que o etanol, resultado este já esperado, pelo fato do combustível gasoso

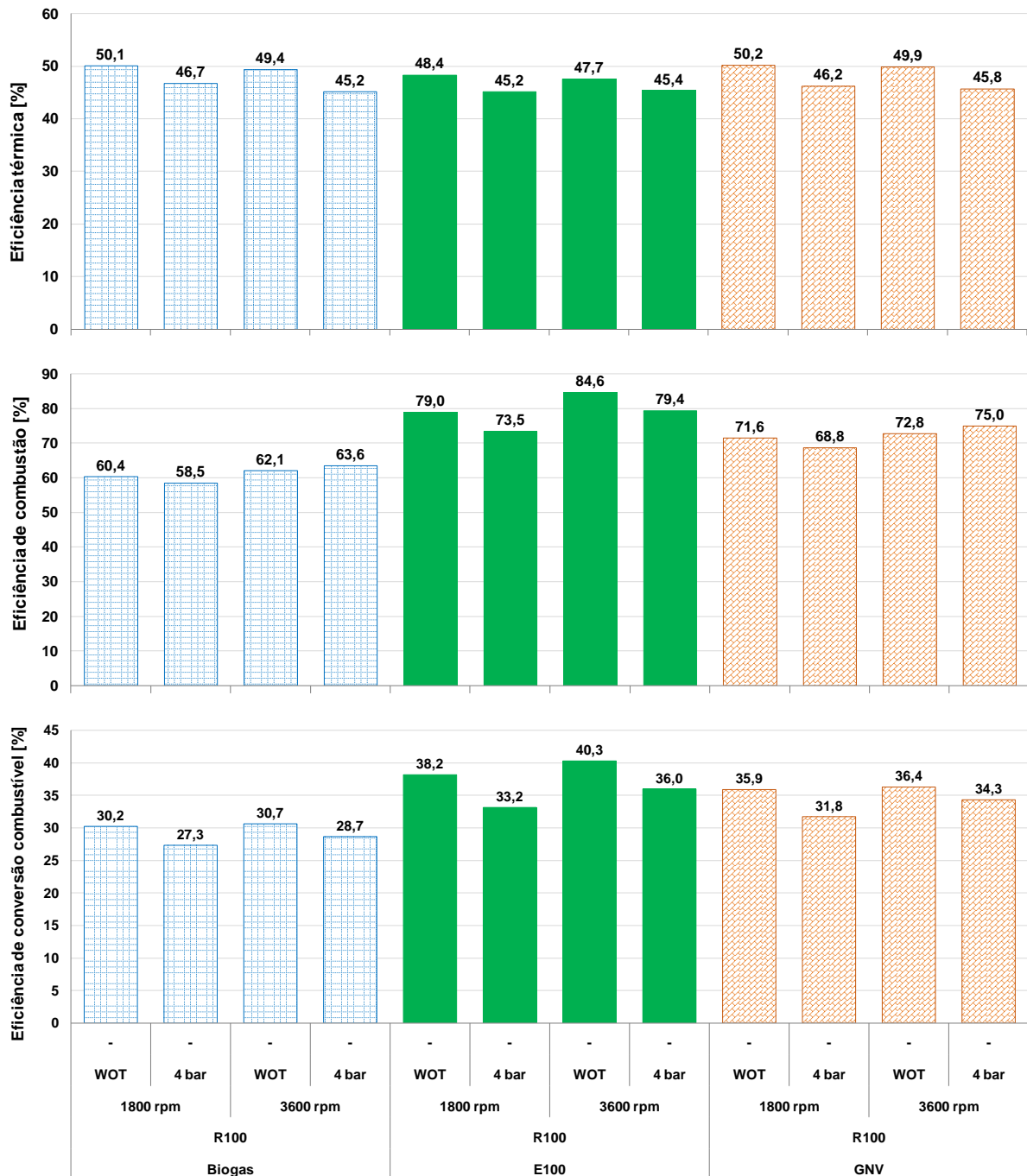
ter menos perdas por transferência de calor se comparado ao calor necessário para vaporizar o combustível líquido (no caso, o E100). O GNV ainda obteve eficiência ligeiramente maior do que o biogás nas condições de WOT, que pode ser justificada pelo maior trabalho produzido devido também a maior eficiência volumétrica por injetar menor quantidade de gás.

Como já discutido, a eficiência da combustão é influenciada principalmente pelo desenvolvimento da combustão e a energia liberada na mesma, o que justifica os menores valores para o biogás, seguido do GNV e posteriormente do etanol. O biogás possui velocidade de propagação da chama inferior ao etanol e ao GNV e essa característica teve grande influência no modo somente com um combustível. É importante ressaltar que a eficiência de combustão calculada neste trabalho não considera a entalpia dos gases na exaustão, o que poderia levar a valores de eficiência maiores, entretanto considera as perdas por transferência de calor de todo o processo. O etanol obteve valores de eficiência da combustão em torno de 15-20% maiores que o biogás e em torno de 5-10% maiores que o GNV.

Observando os resultados de eficiência de conversão de combustível, nota-se que o etanol atingiu valores em torno de 2% maiores em relação ao GNV e valores em torno de 6-10% em relação ao biogás. Isto mostra que, considerando o motor utilizado e sua respectiva configuração, com apenas um combustível o ganho em eficiência térmica dos combustíveis gasosos não superam as perdas pelas suas inerentes propriedades e conseqüente eficiência da combustão se forem comparados com o etanol.



**Figura 52 – Eficiências calculadas - Etapa 1**



Fonte: Próprio autor

Complementarmente à análise de desempenho, combustão e eficiências, avaliou-se o impacto da emissão de poluentes com cada combustível. A Figura 53 apresenta os resultados de emissões específicas de NO<sub>x</sub>, HC, CO e CO<sub>2</sub> para cada condição de carga e rotação ensaiada. É interessante ressaltar que ao converter as emissões em concentração volumétrica para emissões específicas, em g/kWh, há

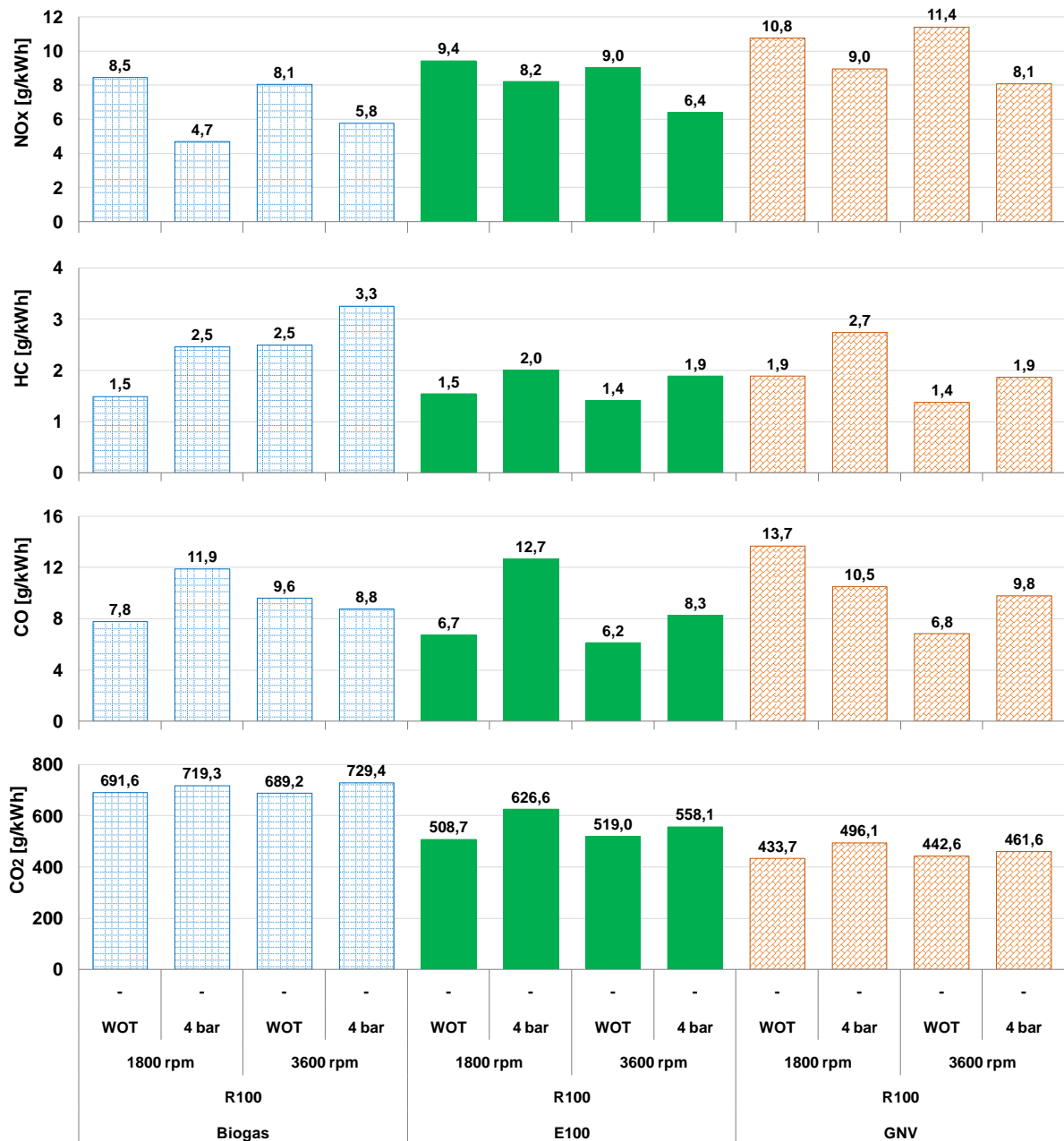
algumas mudanças de tendências, uma vez que o consumo de combustível e a potência desenvolvida pelo motor passam a ter impactos mais significativos.

Com relação as emissões específicas de NO<sub>x</sub>, o GNV apresentou maiores níveis de emissões em todas as condições, em torno de 21% para a rotação de 3600rpm e de 10% para a rotação de 1800rpm, comparando-o com o etanol hidratado. Entretanto, o biogás apresentou redução significativa de emissões de NO<sub>x</sub> comparando-o também com o etanol. Para rotação de 3600rpm, ocorreu uma redução em torno de 10% em todas as condições. Para rotação de 1800rpm na condição de WOT também foi observado uma redução em torno de 10%, mas na condição de 4 bar de NIMEP, foi observado uma redução de 42%. Os resultados de NO<sub>x</sub> estão de acordo com trabalhos publicados e bibliografias estudadas.

Diferentemente das emissões de NO<sub>x</sub>, as emissões específicas de HC aumentaram tanto para o GNV quanto para o biogás, tendo como comparação os valores observados para o etanol. Uma possível causa seria a execução dos testes com mistura estequiométrica. Acredita-se, que com a estratégia de misturas pobres para os combustíveis gasosos, a combustão seria mais completa e os índices de HC iriam diminuir. Também com a análise da Figura 53, existe um comportamento similar ao dos hidrocarbonetos para as emissões específicas de CO, onde ocorreu aumento de emissões tanto para o GNV como para o biogás. Somente a condição de 1800rpm e 4 bar de NIMEP apresentou uma redução nos níveis de CO em ambos os combustíveis gasosos. Acredita-se que seja um comportamento particular deste motor, e seria um ponto interessante a ser estudado com mais profundidade. Em relação as emissões específicas de CO<sub>2</sub>, observou-se um comportamento esperado. O biogás apresentou os maiores níveis devido à composição química do combustível, seguido do etanol e do GNV, respectivamente. Para uma análise mais completa do CO<sub>2</sub>, seria necessário um estudo do ciclo de vida e produção dos biocombustíveis (etanol e biogás), considerando o CO<sub>2</sub> capturado durante a fotossíntese e liberado durante a digestão anaeróbia.

Os resultados da Etapa1 mostram que mesmo com uma menor eficiência de conversão de combustível dos combustíveis gasosos, estes apresentam capacidade e viabilidade tecnológica de suprir determinada demanda energética. O biogás, além de ser um combustível de reaproveitamento de resíduos, apresentou redução significativa de NO<sub>x</sub>.

Figura 53 – Emissões específicas - Etapa 1



Fonte: Próprio autor

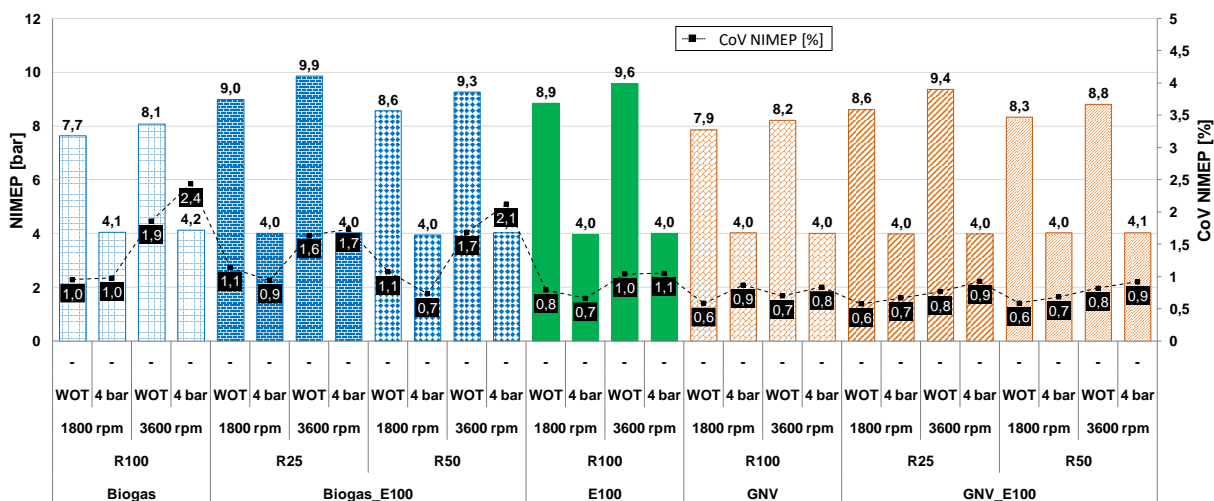
#### 4.2. Resultados da Etapa 2 - Testes com modo *dual-fuel*

A segunda etapa da metodologia consiste nos testes com a tecnologia *dual-fuel*, utilizando as misturas biogás-etanol (Biogás\_E100) e GNV-etanol (GNV\_E100) para as razões R50 e R25 definidas na metodologia de ensaios para cada condição

de carga e rotação (seção 3.4.8). Como citado na Etapa 1, em todos os testes a relação volumétrica de compressão de 13,6:1 foi utilizada, e os combustíveis foram injetados no pórtico de admissão (injeção PFI), nas respectivas posições apresentadas no projeto de flange dos injetores. Além disso, a condição de mistura estequiométrica ( $\lambda = 1,0$ ) foi adotada em todos os testes. Esta fase é primordial para este trabalho, onde é avaliado o comportamento de desempenho do motor, combustão e emissões de cada razão de mistura na tecnologia *dual-fuel*. Os resultados aqui apresentados são inéditos considerando toda a revisão bibliográfica realizada. Desta forma, diante dos resultados experimentais encontrados, o autor procurou buscar explicações e hipóteses plausíveis para os fenômenos. Entretanto, é necessário um estudo mais aprofundado com ferramentas de diagnóstico e numéricas para completa compreensão dos resultados experimentais.

Na Figura 54 é apresentado a pressão média efetiva indicada para cada condição dos ensaios. Durante a execução dos testes e analisando os dados, foi possível notar que a implementação da tecnologia *dual-fuel* promove um funcionamento estável do motor, atingindo um desempenho melhor do que somente com o combustível gasoso. A estratégia definida na metodologia de reduzir a quantidade de combustível gasoso e completar a mistura com o etanol hidratado para atingir a carga requerida com  $\lambda = 1,0$  funcionou. Observando a Figura 54 para as condições de WOT nota-se que a tecnologia *dual-fuel*, tanto para o biogás quanto para o GNV, conseguiu recuperar considerável parcela do trabalho perdido, comparando com os resultados da Etapa 1 (somente um combustível). Neste contexto, a Tabela 14 e a Tabela 15 apresentam a relação percentual da NIMEP comparada com o etanol (E100) somente do gás (biogás ou GNV) e suas respectivas razões de mistura (R50 ou R25) no modo *dual-fuel*. Percebe-se que no modo *dual-fuel* o biogás obteve uma taxa de recuperação de desempenho melhor do que o GNV. Para a razão de R25 e condição Biogás\_E100, a NIMEP superou os valores atingidos apenas pelo etanol. Outro parâmetro mostrado na Figura 54 é a estabilidade da combustão. Como discutido na Etapa 1, o GNV já tinha um resultado equiparado ou melhor do que o etanol em relação a CoV NIMEP, e manteve o comportamento com o *dual-fuel*. Entretanto, o biogás que tinha um resultado com uma instabilidade um pouco maior, mas dentro dos limites aceitáveis, melhorou o comportamento de acordo com a adição do combustível líquido na mistura.

**Figura 54 – NIMEP e sua respectiva covariância - Etapa 2**



Fonte: Próprio autor

**Tabela 14 – NIMEP obtido para condição de WOT e 1800rpm**

Combustível	Razão	NIMEP [bar]	NIMEP em relação ao biogás [%]	NIMEP em relação ao E100 [%]
Biogás	R100	7,65	NA	-13,7
Biogás_E100	R50	8,58	+12,1	-3,2
Biogás_E100	R25	9,01	+17,7	+1,6
Combustível	Razão	NIMEP [bar]	NIMEP em relação ao GNV [%]	NIMEP em relação ao etanol [%]
GNV	R100	7,88	NA	-11,1
GNV_E100	R50	8,34	+5,9	-5,9
GNV_E100	R25	8,63	+9,5	-2,7

Fonte: Próprio autor

**Tabela 15 – NIMEP obtido para condição de WOT e 3600rpm**

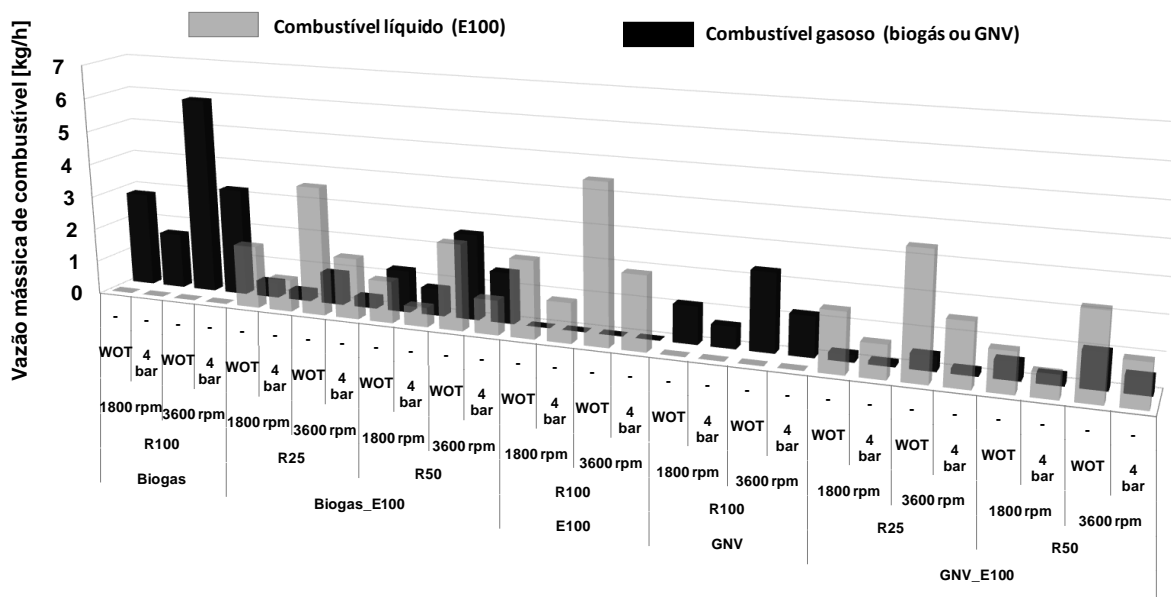
Combustível	Razão	NIMEP [bar]	NIMEP em relação ao biogás [%]	NIMEP em relação ao etanol [%]
Biogás	R100	8,10	NA	-15,7
Biogás_E100	R50	8,58	+14,5	-3,5
Biogás_E100	R25	9,01	+21,8	+2,7
Combustível	Razão	NIMEP [bar]	NIMEP em relação ao GNV [%]	NIMEP em relação ao etanol [%]
GNV	R100	8,23	NA	-14,3
GNV_E100	R50	8,34	+7,2	-8,1
GNV_E100	R25	8,63	+14,1	-2,3

Fonte: Próprio autor

Para melhor exemplificar o funcionamento no modo *dual-fuel*, a Figura 55 apresenta qualitativamente as vazões mássicas de combustível gasoso e

combustível líquido para todas as condições de teste. É possível perceber a maior vazão necessária para o biogás se comparado ao GNV, fato explicado principalmente pela razão ar/combustível estequiométrica de cada combustível e a tonalidade térmica da mistura em cada caso.

**Figura 55 – Vazão mássica de combustível**

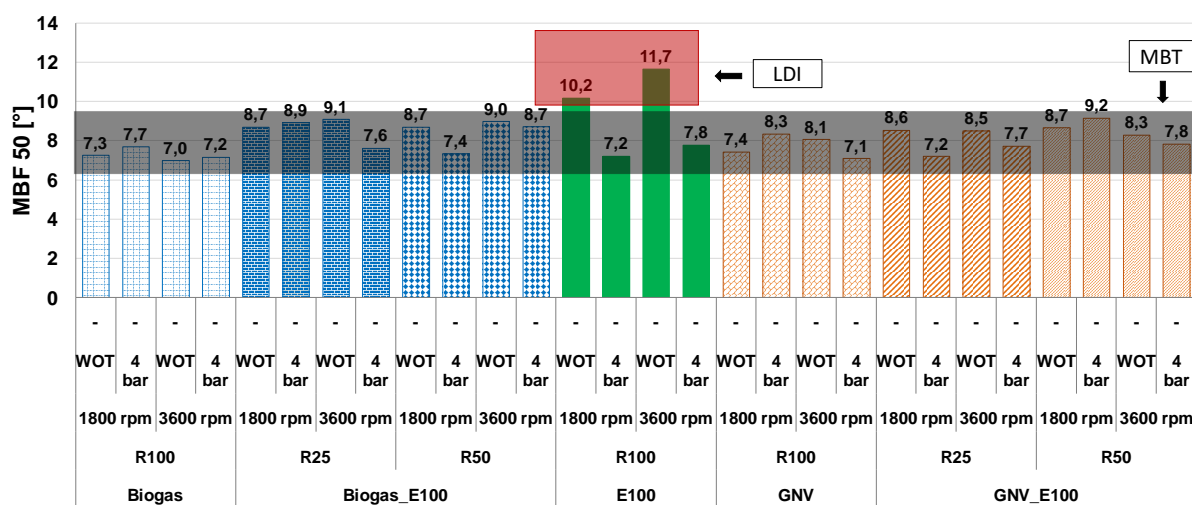


Fonte: Próprio autor

Além disso, a tecnologia *dual-fuel* tanto para o biogás como para o GNV obteve um melhor desempenho na inibição da detonação. Adicionalmente a análise das condições onde ocorreu detonação na Etapa 1, a Figura 56 mostra o parâmetro MBF 50 e as condições onde foi calibrado o avanço de ignição pelo MBT e pelo LDI. Nota-se que, mesmo adicionando o etanol em duas razões diferentes, os dois casos em WOT que foram calibrados pelo LDI quando funcionando somente com etanol puderam ser calibrados pelo MBT no modo *dual-fuel*.

A combustão de cada combustível e suas misturas na tecnologia *dual-fuel* no SCRE é melhor analisada pela Figura 57, onde são mostrados o avanço de ignição, o início da combustão e conseqüente atraso de ignição, as durações de cada etapa da combustão e o posicionamento do centro da combustão referenciados pelo ângulo do virabrequim na região do PMS de compressão.

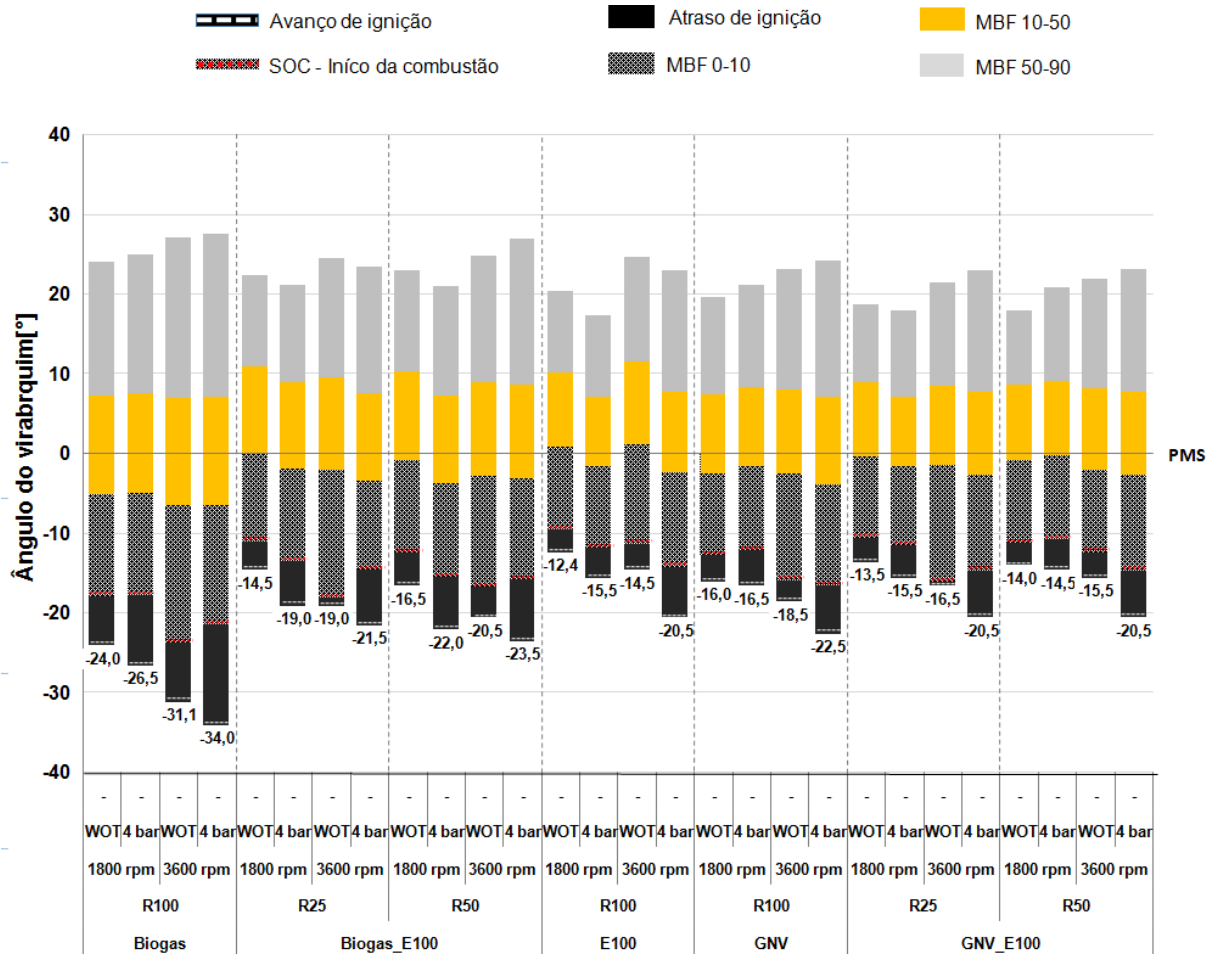
Figura 56 – MBF 50 e condições limitadas pela detonação - Etapa 2



Fonte: Próprio autor

De acordo com a redução do combustível gasoso e a adição do combustível líquido, o avanço de ignição diminuiu. Este fato está correlacionado com as propriedades físico-químicas de cada combustível e da tonalidade térmica da mistura, como já discutido na Etapa 1. Entretanto, o atraso de ignição também diminuiu consideravelmente. A Tabela 16, Tabela 17, Tabela 18 e Tabela 19 quantificam percentualmente a redução do atraso de ignição para cada condição ao adotar a estratégia *dual-fuel*. Para as condições em 1800rpm, a estratégia *dual-fuel* reduziu o atraso de ignição para ambos os combustíveis gasosos, diminuindo a diferença encontrada para o etanol na Etapa 1. Para as condições em 3600rpm, o GNV já tinha obtido valores de atraso de ignição ligeiramente menores que o etanol, que foram reduzidos ainda mais com o *dual-fuel*. Para as condições em 3600rpm para o biogás, na carga mais baixa, o comportamento foi análogo a rotação de 1800rpm, mas na condição de WOT e R25, o atraso de ignição foi menor que do etanol. Esta condição de 3600rpm WOT com razão R25 para Biogás\_E100 e GNV\_E100 se destacou pela drástica redução do atraso de ignição. Completando a análise da Figura 57, é possível perceber que a duração da combustão também foi diminuída a medida que a estratégia *dual-fuel* foi adotada e o etanol foi injetado.

**Figura 57 – Parâmetros da combustão - Etapa 2**



Fonte: Próprio autor

**Tabela 16 – Atraso de ignição obtido para condição de WOT e 1800rpm**

Combustível	Razão	Atraso de ignição [°]	Relação ao Biogás [%]	Relação ao E100 [%]
Biogás	R100	6,2	NA	+115,9
Biogás_E100	R50	4,2	-32,9	+44,8
Biogás_E100	R25	3,6	-42,0	+25,3
Combustível	Razão	Atraso de ignição [°]	Relação ao GNV [%]	Relação ao E100 [%]
GNV	R100	3,4	NA	+16,2
GNV_E100	R50	2,9	-13,8	-0,2
GNV_E100	R25	3,1	-8,4	-6,5

Fonte: Próprio autor



**Tabela 17 – Atraso de ignição obtido para condição de 4 bar e 1800rpm**

Combustível	Razão	Atraso de ignição [°]	Relação ao Biogás [%]	Relação ao E100 [%]
Biogás	R100	8,8	NA	+136,6
Biogás_E100	R50	6,6	-25,2	+77,0
Biogás_E100	R25	5,6	-36,8	+49,5
Combustível	Razão	Atraso de ignição [°]	Relação ao GNV [%]	Relação ao E100 [%]
GNV	R100	4,5	NA	+20,6
GNV_E100	R50	3,9	-13,8	+4,0
GNV_E100	R25	4,0	-10,5	+8,0

Fonte: Próprio autor

**Tabela 18 – Atraso de ignição obtido para condição de WOT e 3600rpm**

Combustível	Razão	Atraso de ignição [°]	Relação ao Biogás [%]	Relação ao E100 [%]
Biogás	R100	7,4	NA	+126,2
Biogás_E100	R50	3,9	-47,6	+18,6
Biogás_E100	R25	1,0	-87,2	-71,0
Combustível	Razão	Atraso de ignição [°]	Relação ao GNV [%]	Relação ao E100 [%]
GNV	R100	2,6	NA	-19,8
GNV_E100	R50	3,2	+22,8	-1,5
GNV_E100	R25	0,6	-78,8	-83,0

Fonte: Próprio autor

**Tabela 19 – Atraso de ignição obtido para condição de 4 bar e 3600rpm**

Combustível	Razão	Atraso de ignição [°]	Relação ao Biogás [%]	Relação ao E100 [%]
Biogás	R100	12,6	NA	+97,1
Biogás_E100	R50	7,8	-38,2	+21,9
Biogás_E100	R25	7,0	-44,8	+8,7
Combustível	Razão	Atraso de ignição [°]	Relação ao GNV [%]	Relação ao E100 [%]
GNV	R100	6,1	NA	-5,4
GNV_E100	R50	5,9	-2,0	-7,3
GNV_E100	R25	5,9	-3,5	-8,7

Fonte: Próprio autor

Na Figura 58 são apresentados os resultados para as eficiências indicadas térmica, de combustão e de conversão de combustível para a Etapa 2 dos testes. Ao adicionar a tecnologia *dual-fuel*, a eficiência térmica do ciclo termodinâmico de cada caso reduziu ligeiramente se comparado com os casos apenas com combustível gasoso, e atingiu valores iguais ou muito próximos dos resultados utilizando apenas etanol. Com as grandezas medidas e calculadas conclui-se que ao adicionar o combustível líquido nas duas razões de combustível gasoso (R25 e R50), não ocorre diferenças significativas na razão da energia aparente liberada e o trabalho realizado

no diagrama PV, tendo como referência o caso injetando somente etanol. Desta forma, é possível dizer que o ganho pela menor transferência de calor por não precisar vaporizar o combustível, percebida nos casos somente com combustível gasoso, é minimizado e se torna a causa da pequena redução da eficiência térmica. Além disso, não foram encontradas diferenças significativas que pudessem ser uma justificativa nos coeficientes politrópicos de compressão e expansão, tampouco no trabalho de bombeamento.

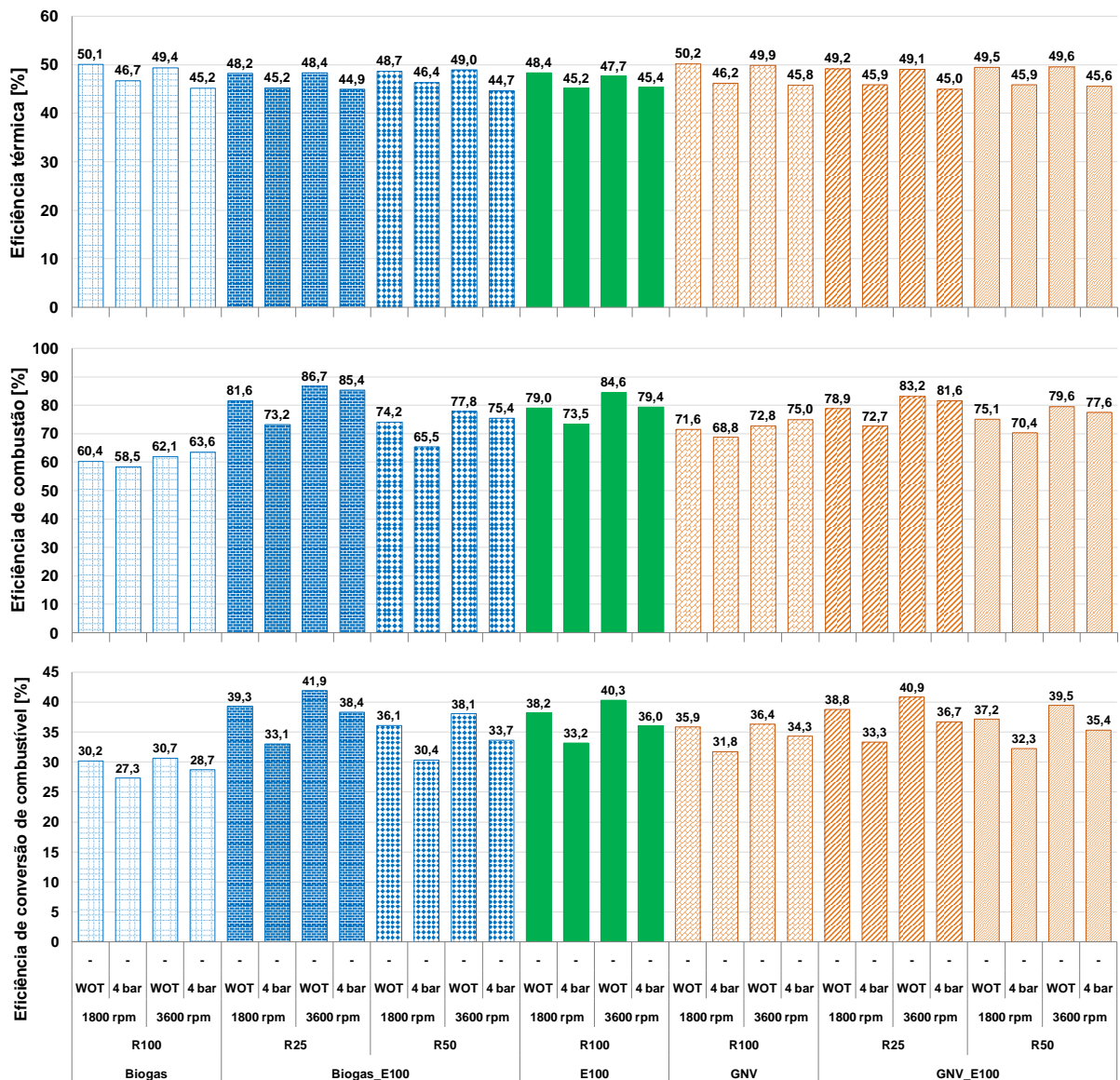
A eficiência da combustão mensura quanto da energia do combustível é utilizada para alteração das propriedades do fluido em um volume de controle e pode ser definida pela razão do calor liberado na combustão e a energia disponível no combustível ou mistura de combustível (no caso do *dual-fuel*). Desta definição, sabe-se que a vazão mássica de cada combustível vai depender da carga requerida e da respectiva relação ar/combustível estequiométrica. Analisando a Figura 58, observa-se um ganho da eficiência de combustão considerável com a estratégia *dual-fuel* tanto para o biogás como para o GNV. Este ganho está relacionado com a tonalidade térmica da mistura; o início, desenvolvimento e características da físico-químicas da combustão; maior energia liberada; perdas por transferência de calor; e a entalpia e formação dos poluentes. Resumindo, para este trabalho, a combustão com a tecnologia *dual-fuel* é mais eficiente ao ser comparada com os casos onde foi utilizado somente o combustível gasoso.

Uma análise da energia ou calor liberado na combustão foi realizada para quantificar um dos parâmetros que modificam a eficiência da combustão. Integrando a taxa de liberação de calor obtida pela curva de pressão média no cilindro para cada caso, tem-se o calor total líquido aparente liberado pelo processo de combustão, ou seja, a energia que realmente alterou a pressão e a temperatura média do gás no interior do cilindro. A Tabela 20, Tabela 21, Tabela 22 e Tabela 23 apresentam o valor do calor aparente liberado na combustão para cada condição dos ensaios. Nota-se que, de uma forma geral, um maior calor é liberado com o modo *dual-fuel*. Para a razão R25, situação na qual as eficiências de combustão superaram o valor do modo de operação somente com o etanol, percebe-se que foram os casos com maior aumento percentual do calor liberado na combustão.

Analisando os resultados da eficiência de conversão de combustível, percebe-se um aumento percentual em todas as condições *dual-fuel* comparando com os

casos de somente um combustível gasoso. Para os casos de razão R25, tanto o Biogás\_E100 como o GNV\_E100, superaram ou igualaram a eficiência de conversão de combustível dos casos somente com o etanol. Os ganhos foram maiores nas condições de WOT principalmente pela inibição de detonação e maior avanço de ignição. Nas condições de mesma carga (4 bar de NIMEP), onde a comparação é mais coerente considerando diferentes combustíveis e injeção *dual-fuel*, obteve-se ganhos em eficiência na ordem de 3-10% para Biogás\_E100 comparado com Biogás, e na ordem de 0,5-3% para o GNV\_E100 comparado com o GNV.

**Figura 58 – Eficiências calculadas - Etapa 2**



Fonte: Próprio autor

**Tabela 20 – Calor liberado para condição de WOT e 1800rpm**

Combustível	Razão	Calor liberado [J]	Relação ao Biogás [%]	Relação ao E100 [%]
Biogás	R100	693,4	NA	-16,7
Biogás_E100	R50	799,9	+15,4	-3,9
Biogás_E100	R25	848,3	+22,3	+1,9
Combustível	Razão	Calor liberado [J]	Relação ao GNV [%]	Relação ao E100 [%]
GNV	R100	713,1	NA	-14,3
GNV_E100	R50	765,2	+7,3	-8,1
GNV_E100	R25	796,2	+11,6	-4,4

Fonte: Próprio autor

**Tabela 21 – Calor liberado para condição de 4 bar e 1800rpm**

Combustível	Razão	Calor liberado [J]	Relação ao Biogás [%]	Relação ao E100 [%]
Biogás	R100	394,2	NA	-1,5
Biogás_E100	R50	389,0	-1,3	-2,8
Biogás_E100	R25	404,8	+2,7	+1,2
Combustível	Razão	Calor liberado [J]	Relação ao GNV [%]	Relação ao E100 [%]
GNV	R100	397,5	NA	-0,7
GNV_E100	R50	399,6	+0,5	-0,1
GNV_E100	R25	396,2	-0,3	-1,0

Fonte: Próprio autor

**Tabela 22 – Calor liberado para condição de WOT e 3600rpm**

Combustível	Razão	Calor liberado [J]	Relação ao Biogás [%]	Relação ao E100 [%]
Biogás	R100	744,3	NA	-18,7
Biogás_E100	R50	860,4	+15,6	-6,1
Biogás_E100	R25	927,1	+24,6	+1,2
Combustível	Razão	Calor liberado [J]	Relação ao GNV [%]	Relação ao E100 [%]
GNV	R100	748,8	NA	-18,2
GNV_E100	R50	820,7	+9,6	-10,4
GNV_E100	R25	868,2	+15,9	-5,2

Fonte: Próprio autor

**Tabela 23 – Calor liberado para condição de 4 bar e 3600rpm**

Combustível	Razão	Calor liberado [J]	Relação ao Biogás [%]	Relação ao E100 [%]
Biogás	R100	417,2	NA	+3,8
Biogás_E100	R50	411,1	-1,5	+2,3
Biogás_E100	R25	408,9	-2,0	+1,7
Combustível	Razão	Calor liberado [J]	Relação ao GNV [%]	Relação ao E100 [%]
GNV	R100	398,8	NA	-0,8
GNV_E100	R50	403,9	+1,3	0,5
GNV_E100	R25	403,4	+1,2	0,4

Fonte: Próprio autor

Os resultados dos níveis de emissões específicas de NO<sub>x</sub>, HC, CO e CO<sub>2</sub> para Etapa 2 são apresentados na Figura 59. De uma forma geral, ocorreu uma redução na emissão de todos os poluentes com a utilização da tecnologia *dual-fuel*. A redução de HC e CO principalmente, auxiliam na justificativa para a combustão mais eficiente apresentada anteriormente, uma vez que a entalpia dos produtos é menor e conseqüentemente a energia na combustão para realização de trabalho é maior.

Com relação as emissões de NO<sub>x</sub>, o GNV\_E100 R25 se manteve igual e o GNV\_E100 R50 teve uma ligeira redução, comparando ambos apenas com o GNV. Lembrando que na Etapa 1, as emissões de NO<sub>x</sub> do GNV foram as maiores. Para o Biogás\_E100, as emissões de NO<sub>x</sub> se mantiveram nos mesmos níveis em relação ao biogás. Lembrando que na Etapa 1, as emissões de NO<sub>x</sub> do biogás foram as menores. Desta forma, é possível perceber que, no caso do GNV, a introdução do etanol no modo *dual-fuel* promoveu ligeira redução. Para o biogás, mesmo adicionando o etanol, os níveis de emissões não aumentaram.

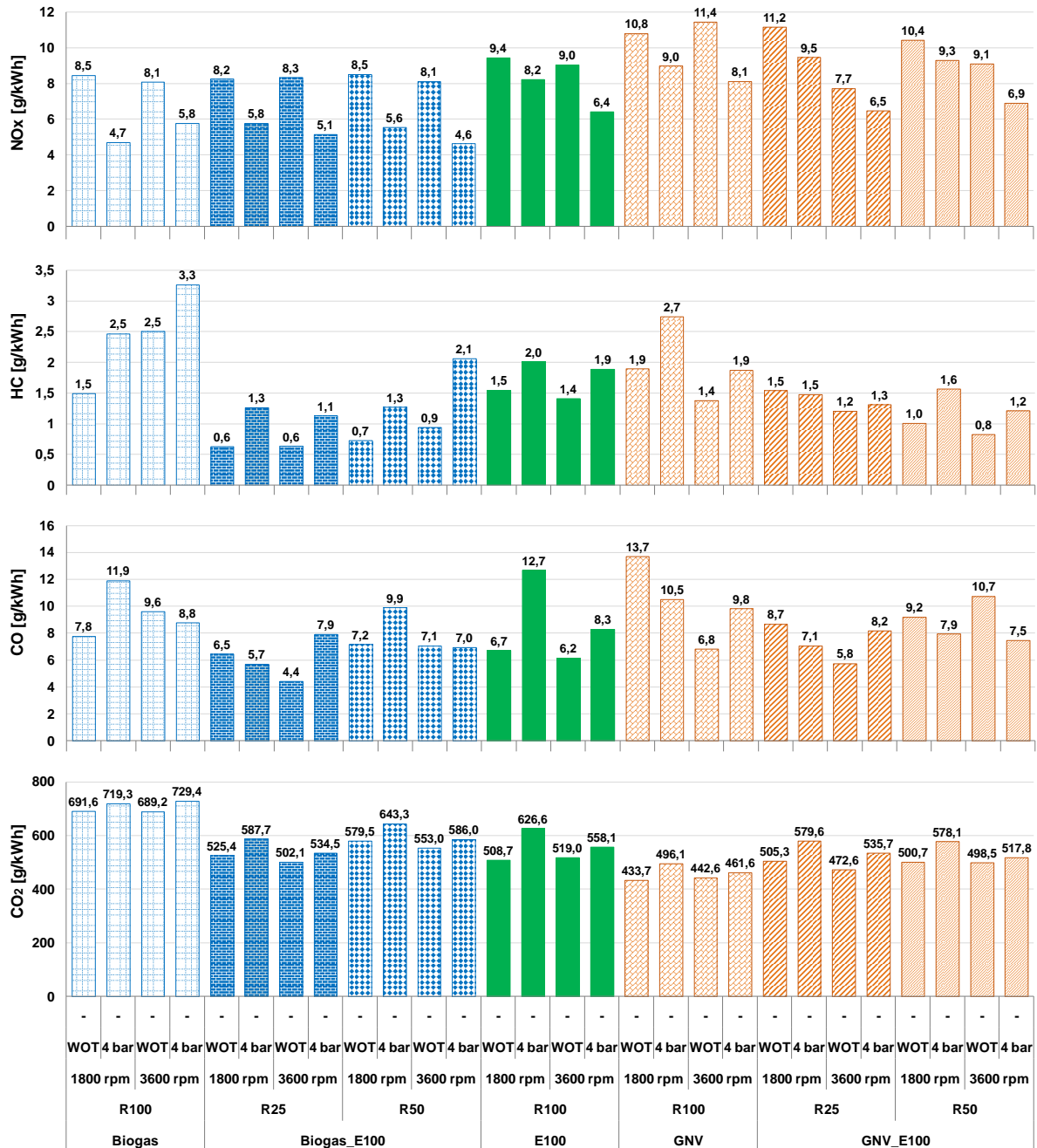
Para as emissões de HC e CO, ocorreu uma redução considerável em todas as condições *dual-fuel*, tanto para o Biogás\_E100 como para o GNV\_E100. Entretanto, nota-se maior redução para as condições *dual-fuel* com razão R25. Nesta condição os níveis ficaram muito inferiores aos do caso somente com etanol. Como citado anteriormente, essa redução está diretamente ligada com o aumento da eficiência da combustão. Acredita-se que com a utilização de misturas pobres, os resultados poderiam ser ainda mais significativos. Os resultados encontrados para reduções médias dos níveis de emissões são da ordem de 60% para o HC e de 40% para o CO, considerando os testes com Biogás\_E100 R25. Para o GNV\_E100 R25, as reduções médias estão em torno de 40% para o HC e de 25% para o CO.

Em relação ao CO<sub>2</sub>, os resultados foram coerentes com as formulações químicas de cada combustível ou mistura, sendo o GNV o combustível com menor emissão, o etanol o intermediário e o biogás com maior emissão. No modo *dual-fuel*, as emissões de CO<sub>2</sub> seguiu a proporção de cada combustível nas misturas.

Os resultados da Etapa 2 apresentam o potencial da utilização da tecnologia *dual-fuel* em motores de combustão interna utilizando misturas de biogás-etanol e GNV-etanol. O aumento da eficiência da combustão é considerável e se aliado a outras tecnologias para aumento da eficiência térmica do motor, pode aumentar

ainda mais a eficiência de conversão de combustível. Os resultados encontrados para redução dos níveis de emissão de HC e CO são animadores.

**Figura 59 – Emissões específicas - Etapa 2**



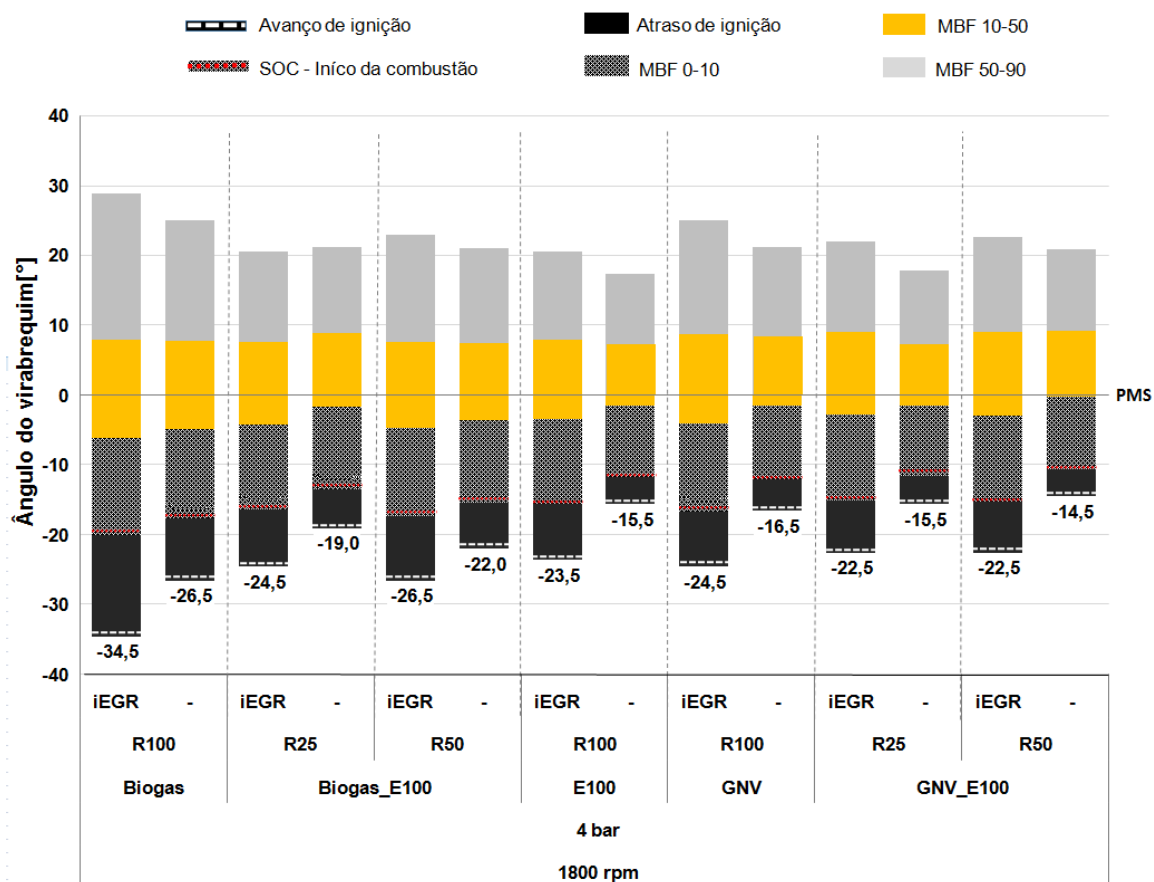
Fonte: Próprio autor

### 4.3. Resultados da Etapa 3 - Testes com iEGR

A terceira etapa da metodologia consiste na análise da utilização da tecnologia iEGR, adiantando a abertura das válvulas de admissão em 30°, parâmetro definido pelo limite físico do motor e testes preliminares, para a condição de rotação de 1800 rpm e carga de 4 bar de NIMEP.

Uma característica da presença de gases residuais na câmara de combustão é a desaceleração do processo de combustão e redução da velocidade de formação do *kernel*. Dessa forma, os resultados e a análise dos parâmetros da combustão apresentados na Figura 60 corroboram com esta afirmação. Observa-se que, com a implementação da iEGR, ocorre aumento do atraso de ignição, aumento da duração da combustão e a necessidade de maior avanço de ignição para todos os combustíveis e suas misturas, indicando uma propagação mais lenta da combustão para manter o MBF 50 em 8° (metodologia de calibração). A Tabela 24 apresenta o aumento em graus do parâmetro MBF 10-90 para cada condição de teste.

**Figura 60 – Parâmetros da combustão - Etapa 3**



Fonte: Próprio autor

**Tabela 24 – Aumento do MBF 10-90 com iEGR para condição de 1800rpm e 4 bar de NIMEP**

Combustível	Razão	MBF 10-90 [°]	MBF 10-90 com iEGR [°]	Aumento do MBF 10-90 [°]
E100	R100	18,9	24,1	5,2
Biogás	R100	30,0	35,0	5,0
GNV	R100	22,8	29,2	6,4
Biogás_E100	R25	23,0	24,8	1,9
Biogás_E100	R50	24,7	27,9	3,1
GNV_E100	R25	19,5	24,8	5,3
GNV_E100	R50	21,2	25,7	4,6

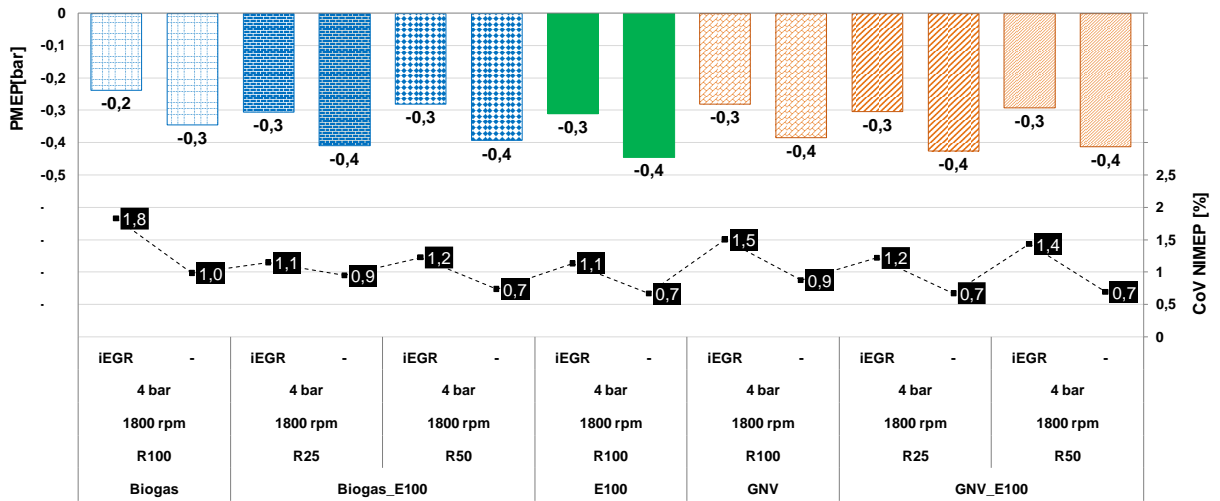
Fonte: Próprio autor

Outro aspecto importante, é a capacidade de se operar com EGR sem prejuízo da estabilidade do processo de combustão, como visto nas bibliografias estudadas. A Figura 61 apresenta o resultado da covariância da NIMEP. Nota-se uma pequena elevação da instabilidade do processo de combustão ciclo a ciclo, mas muito abaixo ainda do valor limítrofe adotado de 3,0%. No caso de uma instabilidade maior da combustão, seriam necessárias tecnologias adicionais para acelerar o processo de combustão, como, por exemplo, modificar a estrutura de fluxo dentro do cilindro aumentando a energia cinética turbulenta.

A redução das perdas de bombeamento é uma das vantagens de se utilizar EGR. Neste sentido, investigou-se a influência do adiantamento da abertura da válvula de admissão no parâmetro P<sub>MEP</sub>, que indica as perdas por bombeamento. Observa-se também na Figura 61, que ao se trabalhar com o diagrama de admissão adiantado houve redução da P<sub>MEP</sub>, indicando menores perdas por bombeamento, sendo uma consequência da maior abertura da borboleta possibilitada pelo excesso de mistura queimada residual em virtude da estratégia de iEGR. Para melhor exemplificar esta situação, a Figura 62 apresenta os diagramas PV normalizados para uma condição dos testes, no caso com injeção *dual-fuel* com o biogás, com e sem iEGR. Os diagramas ressaltam os tempos de admissão e escapamento e nota-se a abertura antecipada das válvulas de admissão nas condições com iEGR, resultando no aumento da pressão na admissão e ligeira redução da pressão de escapamento no final do processo de exaustão. Nos dados de pressão na admissão contido no Anexo VI é possível observar que com iEGR, a pressão na admissão foi maior em todos os casos.

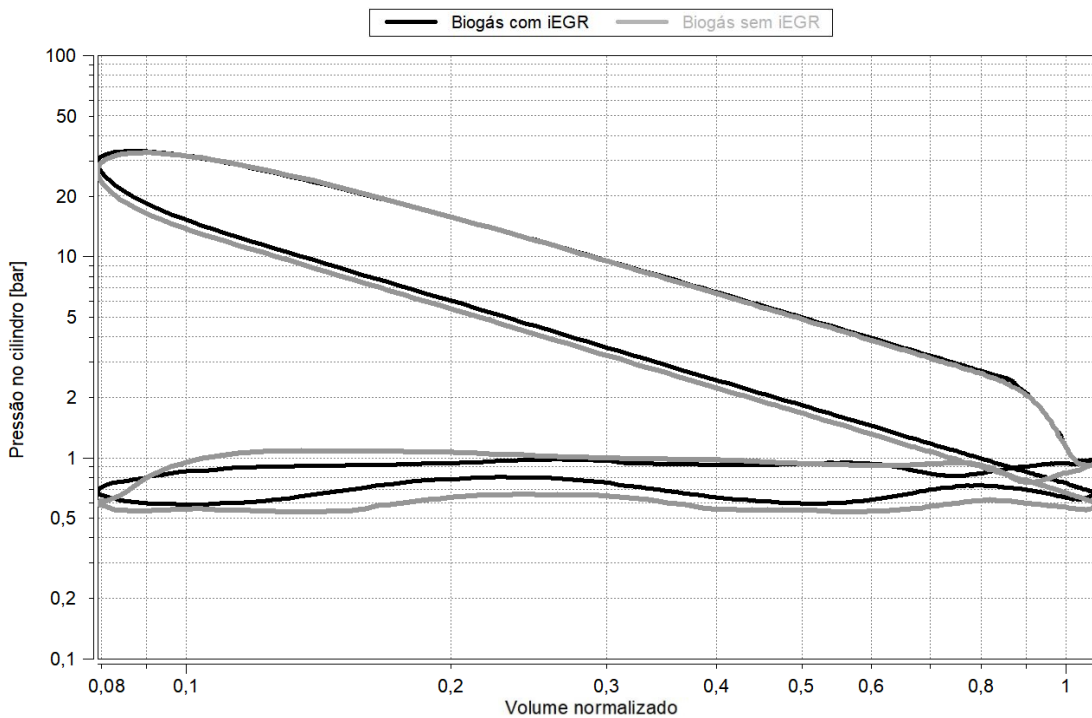


**Figura 61 – PMEP e CoV NIMEP - Etapa 3**



Fonte: Próprio autor

**Figura 62 – Diagrama PV normalizado para o biogás com e sem iEGR**

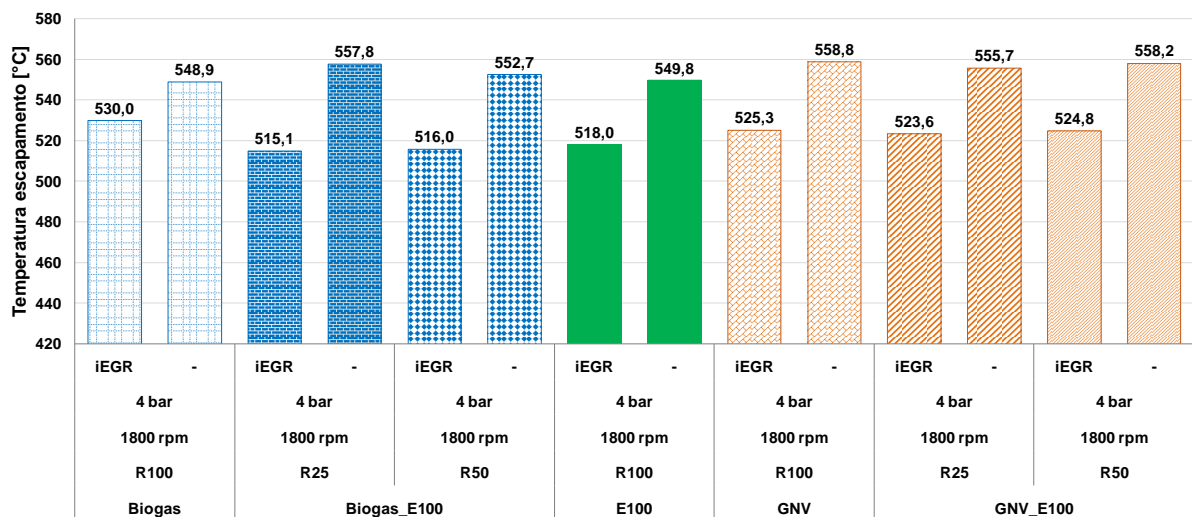


Fonte: Próprio autor

A EGR também promove a redução e a melhor homogeneização da temperatura dentro do cilindro. Entretanto, antes de iniciar a análise das eficiências para a Etapa 3, é importante analisar a variação da temperatura dos gases de

escapamento para acrescentar dados na explicação da eficiência térmica. Normalmente, quando se consegue reduzir a temperatura do gás no escapamento para a mesma condição de operação do motor, naturalmente entende-se que houve uma melhoria no processo de conversão da energia do combustível em energia mecânica. A temperatura final do gás no escapamento é indicativo do nível de entalpia não utilizada para realização de trabalho. Neste sentido, para uma mesma energia liberada no processo de combustão, quanto menor a temperatura do gás no escapamento, entende-se que maior foi o aproveitamento termodinâmico do motor. Portanto, a Figura 63 ilustra uma redução da temperatura do gás no escapamento com a utilização da iEGR.

**Figura 63 – Variação da temperatura do escapamento com e sem iEGR**



Fonte: Próprio autor

Na Figura 64 é apresentado os resultados para as eficiências térmica, de combustão e de conversão de combustível para a Etapa 3 dos testes. Primeiramente sobre a eficiência térmica, sabe-se que ela é definida pela razão entre o calor liberado pelo processo de combustão e o trabalho útil realizado no ciclo PV. Desta forma, como já discutido nesta seção e comprovado pelos resultados da Figura 64, a eficiência térmica é maior para condição com iEGR em todas as rotações e misturas ar/combustível testados. Os ganhos se referem a menor perda pelo trabalho de bombeamento, menor perda por transferência de calor pela câmara de combustão e

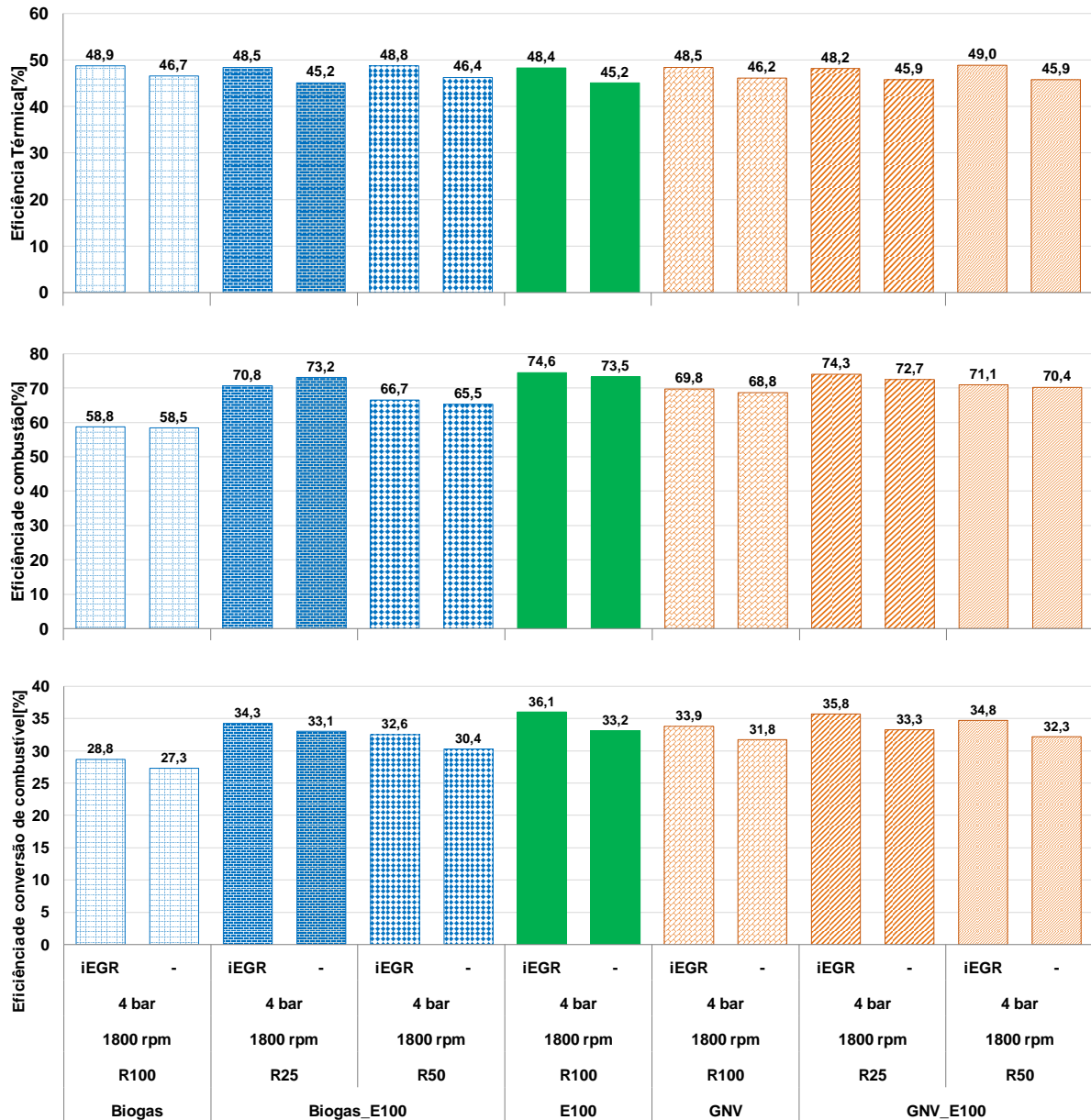
temperatura mais homogênea e com menores temperaturas de combustão e escapamento.

Como já mencionado na Etapa 2, a eficiência da combustão mensura quanto da energia do combustível é transformada em calor para realizar trabalho. De acordo com a Figura 64, observa-se que a eficiência da combustão aumentou ligeiramente com a iEGR (exceto para o caso de Biogás\_E100 R25), mesmo com os parâmetros e características de combustão apresentados na Figura 60 (maior atraso de ignição e maior duração da combustão) e na Figura 61 (maior instabilidade da combustão). O fato de que a eficiência de combustão subiu com a iEGR, indica que o processo de conversão de energia química do combustível em energia térmica para alteração das propriedades da mistura dentro do volume de controle foi maior do que nos casos sem iEGR. Este fato pode ser justificado por duas hipóteses que não podem ser distinguidas: 1) o processo de combustão com a iEGR está mais eficiente, com valores de velocidade e turbulência melhores para a mistura e/ou menores emissões de poluentes ou componentes que reduzem efetivamente a energia liberada pela entalpia destes produtos na exaustão; 2) em virtude de uma menor transferência de calor, acarretada pela menor temperatura dos gases e da chama adiabática da mistura e/ou da menor perda para as paredes do cilindro pela melhor homogeneidade da temperatura.

Observando os resultados de eficiência de conversão de combustível, nota-se que para as condições com iEGR e um combustível, o etanol atinge valor 2,9% maior, o biogás 1,6% maior e o GNV 2,1% maior, respectivamente. Para as condições com iEGR utilizando a tecnologia *dual-fuel*, a eficiência de conversão de combustível subiu 1,2% para o Biogás\_E100 e 2,5% para o GNV\_100, ambos para razão R25. Para razão R50, o aumento foi de 2,2% para o Biogás\_E100 e de 2,5% para o GNV\_E100.

É importante ressaltar, que existe uma tendência de maior ganho de eficiência em cargas menores de operação devido ao melhor balanço entre a redução do trabalho de bombeamento e o aumento do tempo de combustão causado pela presença da iEGR. Em cargas maiores, como o WOT, os ganhos ou perdas em eficiência de conversão de combustível teriam que ser estudados.

**Figura 64 – Eficiências calculadas - Etapa 3**



Fonte: Próprio autor

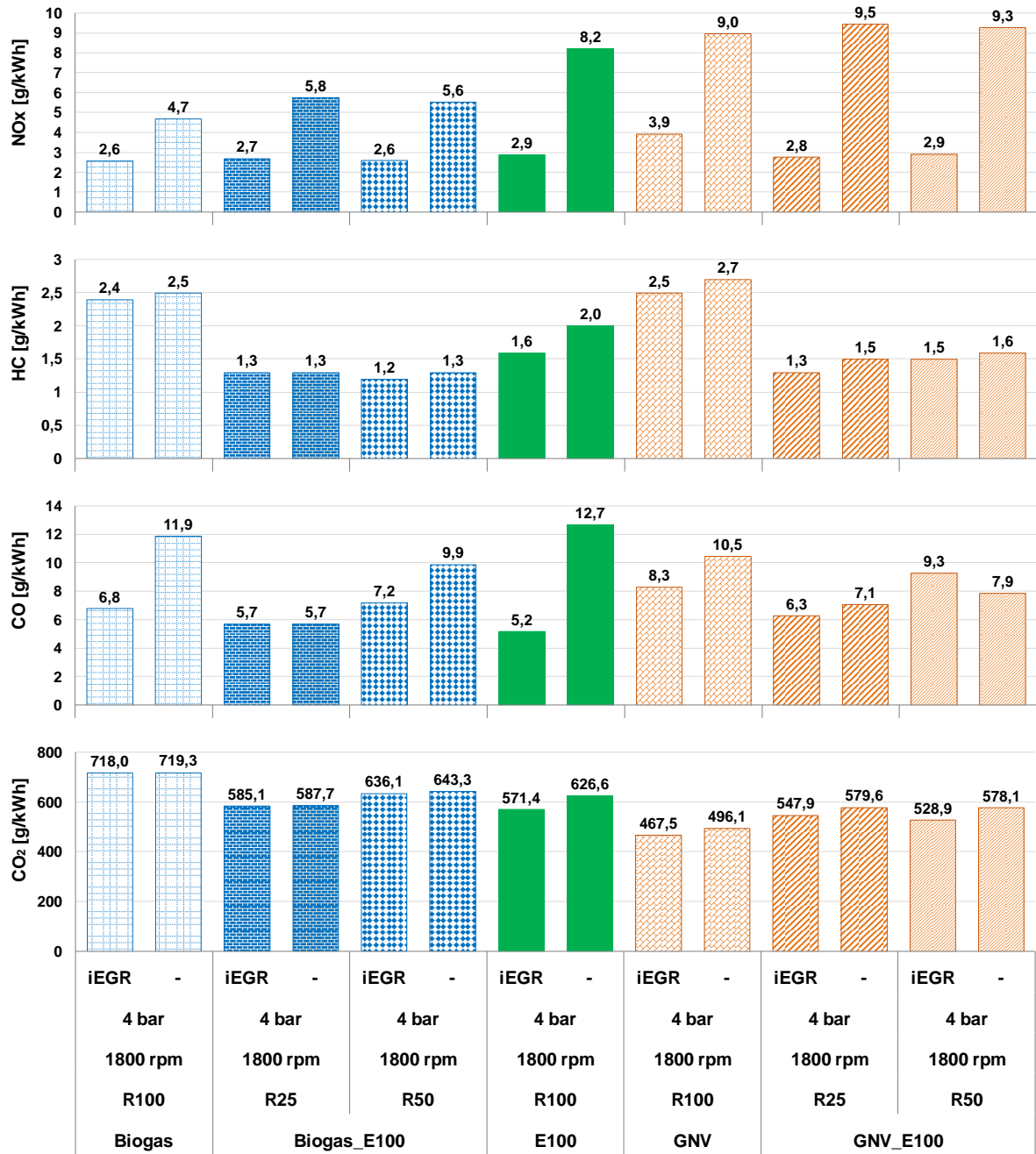
Outro benefício esperado quando se trabalha com iEGR é a redução das emissões de NOx em virtude da homogeneização e redução da temperatura média da frente de chama. Dessa forma, os resultados de emissões específicas apresentados na Figura 65 mostram que o comportamento esperado foi obtido nos ensaios. Observa-se uma redução média nas emissões específicas de NOx na ordem de 65% para o etanol, 45% para o biogás e 56% para o GNV. Para razão R25 no modo *dual-fuel*, ocorreu uma redução na ordem de 53% para o Biogás\_E100 e

de 70% para o GNV\_E100. Para razão R50, a redução foi na ordem de 54% para o Biogás\_E100 e de 69% par o GNV\_E100. Nota-se que ocorreu uma redução significativa das emissões específicas de NOx em todas as condições, sendo os maiores percentuais para o modo *dual-fuel* com a mistura GNV e etanol. Mesmo assim, os menores níveis continuam sendo do biogás e das misturas biogás com etanol.

Ainda no que se refere às emissões de poluentes, observa-se na Figura 65 que as emissões específicas de HC foram minimizadas quando se operou com iEGR. Em média a redução nas emissões de HC ficou próxima de 10%, enquanto a máxima redução foi em torno de 20% para o etanol. Além disso, as emissões específicas de CO também foram reduzidas. Em média a redução nas emissões de CO ficou próxima de 35%, enquanto a máxima redução foi superior a 50% para o etanol. Essa redução de emissão tanto para o HC como para o CO indicam um processo de combustão mais eficiente quando se trabalha com iEGR em relação à câmara limpa, alinhando com os resultados obtidos e a primeira hipótese levantada sobre o ganho de eficiência da combustão. Para condição de operação com Biogás\_E100 e razão R25, não foram observadas reduções tanto em emissões de HC quanto de CO. Voltando na Figura 64 pode-se perceber que este ponto de operação foi o único onde a eficiência da combustão foi menor para condição com iEGR do que com a condição sem iEGR. Mesmo assim, a eficiência de conversão de combustível deste ponto de teste foi superior com iEGR por causa do ganho em eficiência térmica. Em relação as emissões específicas de CO<sub>2</sub>, é observado uma ligeira redução em todas as condições de teste.

Os resultados da Etapa 3 mostram que a tecnologia da iEGR utilizando o adiantamento da abertura das válvulas de admissão é uma ferramenta com potencial para aumentar a eficiência global nos motores, principalmente em condições de baixas rotações e baixas cargas. A redução do trabalho de bombeamento, a redução das perdas por transferência de calor e a combustão mais eficiente da mistura ar/combustível foram as causas dos respectivos ganhos abordados. A estratégia de iEGR utilizada no trabalho funcionou bem com todos os combustíveis, suas misturas e modos de operação. Mais uma vez, a estratégia de injeção *dual-fuel* mostrou excelentes resultados. Destaca-se ainda a redução dos níveis de emissões de poluentes com a iEGR, primordial para o futuro da nossa sociedade.

Figura 65 – Emissões específicas - Etapa 3



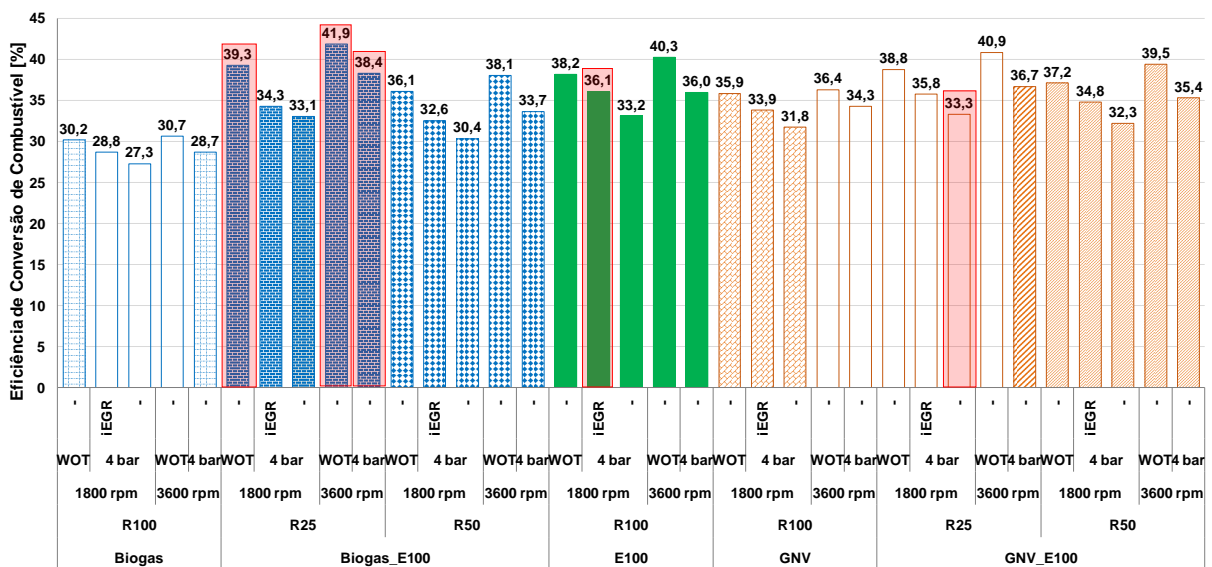
Fonte: Próprio autor

#### 4.4. Considerações finais

Os resultados da três etapas apresentados nesta seção, mostram o potencial da utilização da tecnologia *dual-fuel* em motores de combustão interna utilizando misturas de biogás-etanol e GNV-etanol e da utilização da iEGR. O projeto do pistão

para aumentar a razão volumétrica de compressão e o projeto do flange dos injetores mostrou-se adequado para a aplicação desejada. A metodologia experimental com toda a instrumentação preparada e as grandezas medidas e calculadas, além das metodologias de ensaios e calibração, foram adequadas para execução do trabalho. O biogás, foco deste trabalho, além de ser um biocombustível proveniente do reaproveitamento de resíduos, apresentou desempenho satisfatório e redução considerável dos níveis de emissões de poluentes juntamente com a tecnologia *dual-fuel* utilizando o etanol hidratado. A eficiência global ou de conversão de combustível apresentada na Figura 66 para todos os casos, é o parâmetro principal que reafirma este potencial. As melhores eficiências encontradas para cada condição de operação dos ensaios estão sombreadas na respectiva figura.

**Figura 66 – Eficiência de conversão de combustível para todos os testes**



Fonte: Próprio autor

## 5. CONCLUSÕES

As conclusões deste trabalho referem-se às metodologias desenvolvidas e aos resultados obtidos dos testes experimentais com o estudo da tecnologia *dual-fuel* adaptado a um motor monocilindro de ignição por centelha, funcionando com etanol hidratado (E100), biogás e GNV.

### 5.1. Conclusões da Etapa 1 - Testes com apenas um combustível

Dos resultados obtidos para as condições de operação com apenas um combustível pode-se concluir que:

- O motor funcionou bem com os três combustíveis (E100, biogás e GNV), com valores da CoV NIMEP < 3%.
- O PCI de cada combustível e a tonalidade térmica da mistura são determinantes para o desempenho do motor, sendo que nas condições de WOT o E100 obteve maior NIMEP, seguido do GNV e do biogás.
- Os combustíveis gasosos inibiram a ocorrência de detonação e possibilitaram maiores valores de avanço de ignição.
- O biogás possui velocidade de propagação de chama menor e conseqüente duração da combustão maior, principalmente pela composição química do combustível, onde existe 35% de gás inerte.
- A eficiência térmica dos combustíveis gasosos é maior se comparado com o E100. Entretanto, a eficiência da combustão é menor.
- O biogás apresentou considerável redução de NOx comparando com o GNV e o E100.

### 5.2. Conclusões da Etapa 2 - Testes com modo *dual-fuel*

Dos resultados obtidos para as condições de operação com modo *dual-fuel* pode-se concluir que:

- Tanto na mistura Biogás\_E100 quanto na mistura GNV\_E100, o motor apresentou bom funcionamento com redução da CoV NIMEP. Nas condições com razão R25, o desempenho do motor superou em alguns pontos de operação o desempenho apenas com E100.



- Ao implementar a tecnologia *dual-fuel*, o atraso de ignição e as durações da combustão diminuem. Além disso, a ocorrência de detonação também foi inibida.
- A eficiência da combustão no modo *dual-fuel* aumenta consideravelmente, levando a valores de eficiência de conversão de combustível também mais elevados. Para condição de razão R25, tanto o Biogás\_E100 como o GNV\_E100 apresentaram valores de eficiência de conversão de combustível comparáveis com o E100.
- A tecnologia *dual-fuel* apresentou reduções significativas de emissões de NO<sub>x</sub>, HC e CO.

### **5.3. Conclusões da Etapa 3 - Testes com iEGR**

Dos resultados obtidos para as condições de operação com iEGR pode-se concluir que:

- A iEGR aumenta o atraso de ignição, a duração da combustão e a instabilidade da combustão e diminui o trabalho de bombeamento.
- Para a condição de operação testada, baixa carga e rotação, ocorreu ganho em eficiência térmica e de combustão com iEGR, mostrando-se uma alternativa capaz de maximizar a eficiência de conversão de combustível.
- Os níveis de emissões específicas de NO<sub>x</sub>, HC , CO e CO<sub>2</sub> foram reduzidos para todas as condições de operações com iEGR, sendo a redução de NO<sub>x</sub> a mais considerável.

### **5.4. Conclusões finais**

Considerando a aplicação industrial para moto-geradores e visando benefícios sociais e ambientais para nossa sociedade, as seguintes conclusões podem ser atribuídas:

- O biogás pode ser produzido de várias fontes orgânicas (resíduos agrícolas, esgoto, resíduos alimentares, resíduos animais, etc) e sua composição varia de acordo com a matéria prima utilizada e o processo de produção. Cabe a

adaptação dos motores para cada aplicação para o bom funcionamento do mesmo.

- A tecnologia *dual-fuel* utilizando etanol, combustível abundante no mercado brasileiro, tem potencial para atender as exigências de demanda energética. Desta forma, o Brasil, por ser o maior produtor de etanol hidratado do mundo, seria beneficiado economicamente;
- Em comparação com outras tecnologias avançadas para melhorar o desempenho de motores (Ex: injeção direta, controle de válvulas variável, relação volumétrica de compressão variável, etc), o sistema de injeção *dual-fuel* possui custo e impacto de desenvolvimento, adaptação e produção comparáveis ou menores;
- Este sistema pode ser amplamente implementado em geradores de energia onde motores de combustão realizam a primeira etapa de conversão. O regime estacionário de geração de energia favorece ainda mais a otimização do projeto de injeção dos combustíveis e do abastecimento dos mesmos.
- Outros biocombustíveis, especialmente os gasosos provenientes de usinas, carvoarias e sistemas industriais, possuem potencial para serem utilizados em motores adaptados.
- Ganhos sociais estão ligados diretamente com os ambientais e econômicos apresentados.

Finalmente, este trabalho técnico de engenharia desenvolvido no CTM-UFMG, contribui para evolução tecnológica e a pesquisa relacionada com o aumento de eficiência dos motores de combustão interna.

## **5.5. Sugestões para trabalhos futuros**

Com relação às sugestões para continuidade deste trabalho, podem ser relacionadas as seguintes atividades:

- Testes com diferentes valores de  $\lambda$  para análise da combustão e para quantificar as perdas e ganhos em desempenho e emissões.

- Ampliar as faixas de carga para obter um mapa completo de operação do motor no modo *dual-fuel*.
- Repetir os testes com medidor de vazão de gás apropriado para a aplicação. Desta forma, não seria necessário calcular a vazão de gás pela razão ar/combustível de cada combustível.
- Estudar a influência de diferentes composições de biogás. Desta forma, a definição dos parâmetros para uma certa aplicação onde a composição do biogás é diferente ficaria mais fácil.
- Testes com diferentes relações volumétricas de compressão.
- Testes utilizando a tecnologia de turboalimentação em motores multicilindros e sobrealimentação com compressor externo em motor monocilindro, onde os ganhos com os combustíveis gasosos seriam maiores.
- Estudar a tecnologia *dual-fuel* com o uso da gasolina, o outro combustível para motores de ignição por centelha disponível no mercado brasileiro.
- Aplicar a estratégia de iEGR para todas as condições de teste.
- Desenvolver metodologia para medir ou calcular a porcentagem de EGR.
- Desenvolver modelos matemáticos e/ou realizar simulações unidimensionais e tridimensionais dos casos estudados neste trabalho.
- Análise técnico-econômica da implementação da tecnologia *dual-fuel* utilizando biogás-etanol e/ou GNV-etanol para aplicações industriais, rurais ou particulares.

## REFERÊNCIAS

ABD-ALLA, Gamal Hassan. Using exhaust gas recirculation in internal combustion engines: a review. *Energy Conversion and Management*, v. 43, n. 8, p. 1027-1042, 2002.

ABNT- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS; INMETRO INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL. Guia para a Expressão da Incerteza de Medição (ISO GUM). Terceira edição brasileira em língua portuguesa. Rio de Janeiro: ABNT, INMETRO, 2003.

ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR ISO 1585: Veículos rodoviários - Código de ensaio de motores – Potência líquida efetiva. Rio de Janeiro, 1996.

ALKIDAS, A. C. Combustion advancements in gasoline engines. *Energy Conversion and Management*, v. 48, n. 11, p. 2751-2761, 11// 2007. ISSN 0196-8904.

AMORIM, R. J. Análise do aumento da razão volumétrica de compressão de um motor flexível multicomcombustível visando melhoria de desempenho. 2005. 217 (Mestrado). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

ANAND, G. et al. Artificial neural networks for prediction of efficiency and NOx emission of a spark ignition engine. *SAE Technical Paper*, 2006.

ANP, A. N. D. P.-. Resolução ANP Nº 19. ANP, A. N. D. P.-. 11 p. 2015.

ASLAM, M. U. et al. An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle. *Fuel*, v. 85, n. 5, p. 717-724, 2006.

AVL. AVL IndiCom User's Guide. Graz, Austria: AVL: 882 p. 2012.

BAÊTA, J. G. C. Metodologia experimental para maximização do desempenho de um motor multicomcombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global. Tese de Doutorado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica - UFMG. Belo Horizonte - MG. 2006, 202 p.

BARI, Saiful. Effect of carbon dioxide on the performance of biogas/diesel dual-fuel engine. *Renewable energy*, v. 9, n. 1-4, p. 1007-1010, 1996.

BAYRAKTAR, Hakan; DURGUN, Orhan. Investigating the effects of LPG on spark ignition engine combustion and performance. *Energy Conversion and Management*, v. 46, n. 13, p. 2317-2333, 2005.

BEJAN, Adrian. *Advanced engineering thermodynamics*. John Wiley & Sons, 2016.

BIDONE, F.R.A. *Conceitos básicos de Resíduos Sólidos*. São Carlos – EESC/USP, 120p, 1999.

BAUER, H. ME-Motronic engine management Robert Bosch GmbH. Postfach, 30 02 20 D-70442 Stuttgart. Automotive Equipment Business Sector. 1999.

BEDOYA, Ivan Dario; ARRIETA, Andrés Amell; CADAVID, Francisco Javier. Effects of mixing system and pilot fuel quality on diesel–biogas dual fuel engine performance. *Bioresource technology*, v. 100, n. 24, p. 6624-6629, 2009.

BORA, Bhaskor J. et al. Effect of compression ratio on performance, combustion and emission characteristics of a dual fuel diesel engine run on raw biogas. *Energy conversion and management*, v. 87, p. 1000-1009, 2014.

BOSCH, Robert; ADLER, U. Automotive handbook. Society of Automotive Engineers, US, 1996.

BUEKENS, A. Energy recovery from residual waste by means of anaerobic digestion Technologies. In: Conference “The future of residual waste management in europe”, 2005, Luxembourg.

CERVI, R. G.; ESPERANCINI, M. S. T.; BUENO, O. de C. Viabilidade econômica da utilização do biogás produzido em granja suinícola para geração de energia elétrica. *Engenharia Agrícola*, Jaboticabal, v. 30, n. 5, p. 831-844, 2010.

CHANDRA, R. et al. Performance evaluation of a constant speed IC engine on CNG, methane enriched biogas and biogas. *Applied Energy*, v. 88, n. 11, p. 3969-3977, 2011.

CHEN, Lei; SHIGA, Seiichi; ARAKI, Mikiya. Combustion characteristics of an SI engine fueled with H<sub>2</sub>–CO blended fuel and diluted by CO<sub>2</sub>. *International journal of hydrogen energy*, v. 37, n. 19, p. 14632-14639, 2012.

CHENG-QIU, Jiang; TIAN-WEI, Liu; JIAN-LI, Zhong. A study on compressed biogas and its application to the compression ignition dual-fuel engine. *Biomass*, v. 20, n. 1-2, p. 53-59, 1989.

CHERNICHARO, C. A. L. . Princípios do tratamento biológico de águas residuárias: Volume 5 - Reatores Anaeróbios. 2ª Edição, Belo Horizonte: Departamento de Engenharia Sanitária e Ambiental (DESA/UFMG), 2007. v. 5. 379 p.

CHO, Haeng Muk; HE, Bang-Quan. Spark ignition natural gas engines—A review. *Energy Conversion and Management*, v. 48, n. 2, p. 608-618, 2007.

COLEN, F. Potencial energético do caldo de cana-de-açúcar como substrato em reator UASB. 2003. 90 f. Tese (Doutorado em Agronomia) -Faculdade de Ciências Agrônomicas, Universidade Estadual Paulista, Botucatu, 2003.

COSTA, Roberto Berlim Rodrigues da et al. PIV measurements and numerical analysis of in-cylinder tumble flow in a motored engine. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v. 39, n. 10, p. 3931-3945, 2017

CROOKES, R. J. Comparative bio-fuel performance in internal combustion engines. *Biomass and Bioenergy*, v. 30, n. 5, p. 461-468, 2006.

DUC, Phan Minh; WATTANAVICHIEAN, Kanit. Study on biogas premixed charge diesel dual fuelled engine. *Energy Conversion and Management*, v. 48, n. 8, p. 2286-2308, 2007.

FERGUSON, C. R. *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*. 2° ed. New York: John Wiley & Sons, 2001.

FERNANDES, Juliana Gonçalves. *Estudo da emissão de biogás em um aterro sanitário experimental*. Diss. Dissertação (Mestrado) em Saneamento, Meio Ambiente e Recursos Hídricos, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte-MG, 2009, 101f, 2009.

FERRÁN A. AYALA, MICHAEL D. GERTY AND JOHN B. HEYWOOD. *Effects of Combustion Phasing, Relative Air-fuel Ratio, Compression Ratio, and Load on SI Engine Efficiency*. SAE World Congress Detroit, Michigan. 2006.

GALLONI, E.; FONTANA, G.; PALMACCIO, R. Numerical analyses of EGR techniques in a turbocharged spark-ignition engine. *Applied Thermal Engineering*, v. 39, p. 95- 104, 6// 2012. ISSN 1359-4311.

GANESAN, V. *Internal Combustion Engines*. New York: McGraw-Hill, Inc., 2003. 765p.

GASMIG, 2016. Disponível em: <http://www.gasmig.com.br>. Acessado em 17 de dezembro de 2016.

GIACOSA, Dante. *Motores endotérmicos*. Barcelona: Omega, 1988. 852p.

GRANDIN, B.; ÅNGSTRÖM, H.-E. Replacing Fuel Enrichment in a Turbo Charged SI Engine: Lean Burn or Cooled EGR: SAE International 1999.

GRIMM, B. AND JOHNSON, R., *Review of Simple Heat Release Computations*. SAE Technical Paper 900445, 1990.

HENHAM, A.; MAKKAR, M. K. Combustion of simulated biogas in a dual-fuel diesel engine. *Energy Conversion and Management*, v. 39, n. 16, p. 2001-2009, 1998.

HEYWOOD, J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Singapore: McGraw-Hill, 1988.

HINTON, Nathan; STONE, Richard. Laminar burning velocity measurements of methane and carbon dioxide mixtures (biogas) over wide ranging temperatures and pressures. *Fuel*, v. 116, p. 743-750, 2014.

HOLM-NIELSEN, Jens Bo, Theodorita Al Seadi, and Piotr Oleskowicz-Popiel. "The future of anaerobic digestion and biogas utilization." *Bioresource technology* 100.22 (2009): 5478-5484.

HUANG, Jingdang; CROOKES, R. J. Assessment of simulated biogas as a fuel for the spark ignition engine. *Fuel*, v. 77, n. 15, p. 1793-1801, 1998.

IGONI, A. Hilkiyah, et al. "Designs of anaerobic digesters for producing biogas from municipal solid-waste." *Applied energy* 85.6 (2008): 430-438.

JAWUREK, H. H.; LANE, N. W.; RALLIS, C. J. Biogas/petrol dual fuelling of SI engine for rural third world use. *Biomass*, v. 13, n. 2, p. 87-103, 1987.

JEONG, Chulyoung et al. Generating efficiency and emissions of a spark-ignition gas engine generator fuelled with biogas–hydrogen blends. *International Journal of hydrogen energy*, v. 34, n. 23, p. 9620-9627, 2009.

TEIXEIRA, A. F. *et al. Hybrid Combustion Model for Engine Analysis in Real Time*. SAE Technical Paper 2015-36-0213, 2015.

KARIM, Ghazi A. *Dual-fuel diesel engines*. CRC Press, 2015.

KARLSSON, Hua; GÅSSTE, Jan; ÅSMAN, Petter. Regulated and non-regulated emissions from Euro 4 alternative fuel vehicles. SAE technical paper, 2008.

KHOVAKH, M., ed. *Motor vehicle engines*. Mir Publishers, 1979.

KIM, Yungjin et al. Combustion characteristics and NO X emissions of biogas fuels with various CO 2 contents in a micro co-generation spark-ignition engine. *Applied Energy*, v. 182, p. 539-547, 2016.

KLINE, S. J.; MCCLINTOCK, F. A. Describing uncertainties in single-sample experiments. *Mechanical Engineering*, v. 75, 1953.

KORAKIANITIS, T.; NAMASIVAYAM, A. M.; CROOKES, R. J. Natural-gas fueled spark-ignition (SI) and compression-ignition (CI) engine performance and emissions. *Progress in Energy and Combustion Science*, v. 37, n. 1, p. 89-112, 2011.

KUNZ, A.; MIELE, M.; STEINMETZ, R. L. R. Advanced swine manure treatment and utilization in Brazil. *Bioresource Technology*, v.100, n. 22, p. 5485-5489, 2009.

LEE, Kyungtaek et al. Generating efficiency and NOx emissions of a gas engine generator fueled with a biogas–hydrogen blend and using an exhaust gas recirculation system. *International journal of hydrogen energy*, v. 35, n. 11, p. 5723-5730, 2010.

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

MACHADO, G. B. *Metodologias para Desenvolvimento de Combustíveis e Determinação da Velocidade de Propagação de Chama em Motores de Ignição por Centelha*. Tese de Doutorado. PUC-RIO, Rio de Janeiro, 2012.

MAIZONNASSE, Mark et al. Investigation of the degradation of a low-cost untreated biogas engine using preheated biogas with phase separation for electric power generation. *Renewable energy*, v. 55, p. 501-513, 2013.

MANIVANNAN, A. et al. Lean burn natural gas spark ignition engine-An overview. *SAE Technical Paper*, 2003.

MASRI, M. R. Changes in Biogás Production due to Different Ratios of Some Animal and Agricultural Wates, *Bioresource Technology*, Elsevier Science, p. 97-100, 2001.

MELO, T. C. C. Incerteza de medição em ensaios de emissões veiculares - Proposta de metodologia de cálculo. In: INMETRO – FÓRUM DE DISCUSSÃO DE ENSAIOS DE PROFICIÊNCIA, Rio de Janeiro, Mai. 2006. Disponível em: <[www.inmetro.gov.br](http://www.inmetro.gov.br)>.

MELO, T. C. C. Análise experimental e simulação computacional de um motor flex operando com diferentes misturas de etanol hidratado na gasolina. 2012. 223 (Doutorado). Departamento de Engenharia Mecânica, UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil.

MOTA, S. Introdução à Engenharia Ambiental. Associação Brasileira de Engenharia Sanitária e Ambiental, 1ª edição, 292 p. Rio de Janeiro, 1997.

MUSTAFI, Nirendra N.; RAINE, Robert R.; VERHELST, Sebastian. Combustion and emissions characteristics of a dual fuel engine operated on alternative gaseous fuels. *Fuel*, v. 109, p. 669-678, 2013.

NAPRO. PC-MULTIGÁS: O analisador de gases compacto e completo. São Paulo - Brasil: NAPRO: 2 p. 2011.

NATHAN, S. Swami; MALLIKARJUNA, J. M.; RAMESH, A. An experimental study of the biogas–diesel HCCI mode of engine operation. *Energy Conversion and Management*, v. 51, n. 7, p. 1347-1353, 2010.

NOGUEIRA, L. A. H. Biodigestão a Alternativa Energética. Editora Nobel, São Paulo. 93p, 1986.

OBERT, E. F. Motores de Combustão Interna. Edição em língua portuguesa. Porto Alegre: Globo, 1971.

OZDOR, N.; DULGER, M.; SHER, E. Cyclic Variability in Spark Ignition Engines A Literature Survey: *SAE International* 1994.

PAPAGIANNAKIS, R. G.; ZANNIS, T. C. Thermodynamic analysis of combustion and pollutants formation in a wood-gas spark-ignited heavy-duty engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, v. 38, n. 28, p. 12446-12464, 2013.

PARK, Cheolwoong et al. Performance and exhaust emission characteristics of a spark ignition engine using ethanol and ethanol-reformed gas. *Fuel*, v. 89, n. 8, p. 2118-2125, 2010.



PARK, Cheolwoong et al. Performance and emission characteristics of a SI engine fueled by low calorific biogas blended with hydrogen. *International Journal of hydrogen energy*, v. 36, n. 16, p. 10080-10088, 2011.

PARK, Cheolwoong et al. Effects of EGR on performance of engines with spark gap projection and fueled by biogas–hydrogen blends. *International journal of hydrogen energy*, v. 37, n. 19, p. 14640-14648, 2012.

PERRY, R. H.; GREEN, D. W. *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. 8th Edition. Kansas, USA: McGraw-Hill, Inc, 2008. 2735.

PERTL, A., Peter Mostbauer, and Gudrun Obersteiner. "Climate balance of biogas upgrading systems." *Waste management* 30.1 (2010): 92-99.

PLANNING AND INSTALLING BIOENERGY SYSTEMS: A Guide for Installers, Architects and Engineers. London: James & James, 2005. Print.

PORPATHAM, E.; RAMESH, A.; NAGALINGAM, B. Effect of hydrogen addition on the performance of a biogas fuelled spark ignition engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, v. 32, n. 12, p. 2057-2065, 2007.

PORPATHAM, E.; RAMESH, A.; NAGALINGAM, B. Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine. *Fuel*, v. 87, n. 8, p. 1651-1659, 2008.

PORPATHAM, E.; RAMESH, A.; NAGALINGAM, B. Effect of compression ratio on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine. *Fuel*, v. 95, p. 247-256, 2012.

PORPATHAM, E.; RAMESH, A.; NAGALINGAM, B. Effect of swirl on the performance and combustion of a biogas fuelled spark ignition engine. *Energy conversion and management*, v. 76, p. 463-471, 2013.

PÖSCHL, Martina, Shane Ward, and Philip Owende. "Evaluation of energy efficiency of various biogas production and utilization pathways." *Applied Energy* 87.11 (2010): 3305-3321.

PUJATTI, Fabricio Jose Pacheco. *Desenvolvimento de um sistema de gerenciamento eletrônico para motores de ignição por centelha*. 2007.

PULKRABEK, Willard W. *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Upper Saddle River, N.J.: Prentice-Hall, Inc., 1997. 411 p.

QIAN, Yong et al. Review of the state-of-the-art of biogas combustion mechanisms and applications in internal combustion engines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 69, p. 50-58, 2017.

RAKOPOULOS, C. D.; MICHOS, C. N.; GIAKOUMIS, E. G. Thermodynamic analysis of SI engine operation on variable composition biogas-hydrogen blends using a

quasi-dimensional, multi-zone combustion model. SAE International Journal of Engines, v. 2, n. 2009-01-0931, p. 880-910, 2009.

REIF, Konrad. Gasoline Engine Management. Springer Fachmedien Wiesbaden: Imprint: Springer Vieweg,, 2015.

RODRIGUES FILHO, F. A. Projeto, construção e caracterização do desempenho de um motor de combustão interna provido de um sistema de ignição por lança chamas de carga estratificada. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2014.

ROUBAUD, Anne; FAVRAT, Daniel. Improving performances of a lean burn cogeneration biogas engine equipped with combustion prechambers. Fuel, v. 84, n. 16, p. 2001-2007, 2005.

SAHOO, B. B.; SAHOO, N.; SAHA, U. K. Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines—A critical review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 13, n. 6, p. 1151-1184, 2009.

SGANZERLA, Edílio. Biodigestor: uma solução. Agropecuária, 1983.

SHAH, Ajay et al. Performance and emissions of a spark-ignited engine driven generator on biomass based syngas. Bioresource technology, v. 101, n. 12, p. 4656-4661, 2010.

SHAN, Xinxing et al. Effects of EGR rate and hydrogen/carbon monoxide ratio on combustion and emission characteristics of biogas/diesel dual fuel combustion engine. Fuel, v. 181, p. 1050-1057, 2016.

SILVA, T. R. V. da. Estudo de estratégias de controle dos processos internos de um motor de combustão interna de injeção direta de etanol turbo - alimentado para maximização da eficiência global. Mestrado. Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica - UFMG. Belo Horizonte - MG. 2017, 217 p.

SOBERANIS, MA Escalante; FERNANDEZ, A. M. A review on the technical adaptations for internal combustion engines to operate with gas/hydrogen mixtures. International journal of hydrogen energy, v. 35, n. 21, p. 12134-12140, 2010.

STONE, R. *Introduction to Internal Combustion Engines*. 3° ed. Warrendale: SAE, 1999.

SUBRAMANIAN, K. A. et al. Comparative evaluation of emission and fuel economy of an automotive spark ignition vehicle fuelled with methane enriched biogas and CNG using chassis dynamometer. Applied Energy, v. 105, p. 17-29, 2013.

TAYLOR, C. F. Análise dos Motores de Combustão Interna. Edição em língua portuguesa. São Paulo: Editora Edgard Blücher, 1988. v. I e II.

TAYLOR, C. F. and EDWARD S. TAYLOR. *The Internal Combustion Engine*. International Textbook Company, 1961.

TCHOBANOGLIOUS, G., THIESEN, H., VIGIL, S. A. Integrated solid waste management - engineering principles and management issues. New York: McGraw-Hill International Editions. 978 p, 1993.

THURNHEER, T.; SOLTIC, P.; EGGENSCHWILER, P. Dimopoulos. SI engine fuelled with gasoline, methane and methane/hydrogen blends: heat release and loss analysis. *International journal of hydrogen energy*, v. 34, n. 5, p. 2494-2503, 2009.

TINAUT, Francisco V. et al. Method for predicting the performance of an internal combustion engine fuelled by producer gas and other low heating value gases. *Fuel Processing Technology*, v. 87, n. 2, p. 135-142, 2006.

TIPPAYAWONG, N.; PROMWUNGKWA, A.; RERKKRIANGKRAI, P. Long-term operation of a small biogas/diesel dual-fuel engine for on-farm electricity generation. *Biosystems engineering*, v. 98, n. 1, p. 26-32, 2007.

VAN BASSHUYSEN, Richard et al. Natural Gas and Renewable Methane for Powertrains. *Future Strategies for Climate-Neutral Mobility*, doi, v. 10, p. 978-3, 2015.

WEILAND, Peter. Biogas production: current state and perspectives. *Applied microbiology and biotechnology*, v. 85, n. 4, p. 849-860, 2010.

WHISTON, P. J. et al. Turbulent burning velocity of a simulated biogas combustion in a spark ignition engine. *SAE Technical Paper*, 1992.

YADAV, S. D.; KUMAR, Bimlesh; THIPSE, S. S. Characteristics of biogas operated automotive SI engine to reduce exhaust emission for green development. *SAE Technical Paper*, 2013.

YADAV, S. D.; KUMAR, Bimlesh; THIPSE, S. S. Effects of Bio-Gas Fuel Composition on Engine Performance. *SAE Technical Paper*, 2013.

YOON, Seung Hyun; LEE, Chang Sik. Experimental investigation on the combustion and exhaust emission characteristics of biogas–biodiesel dual-fuel combustion in a CI engine. *Fuel processing technology*, v. 92, n. 5, p. 992-1000, 2011.

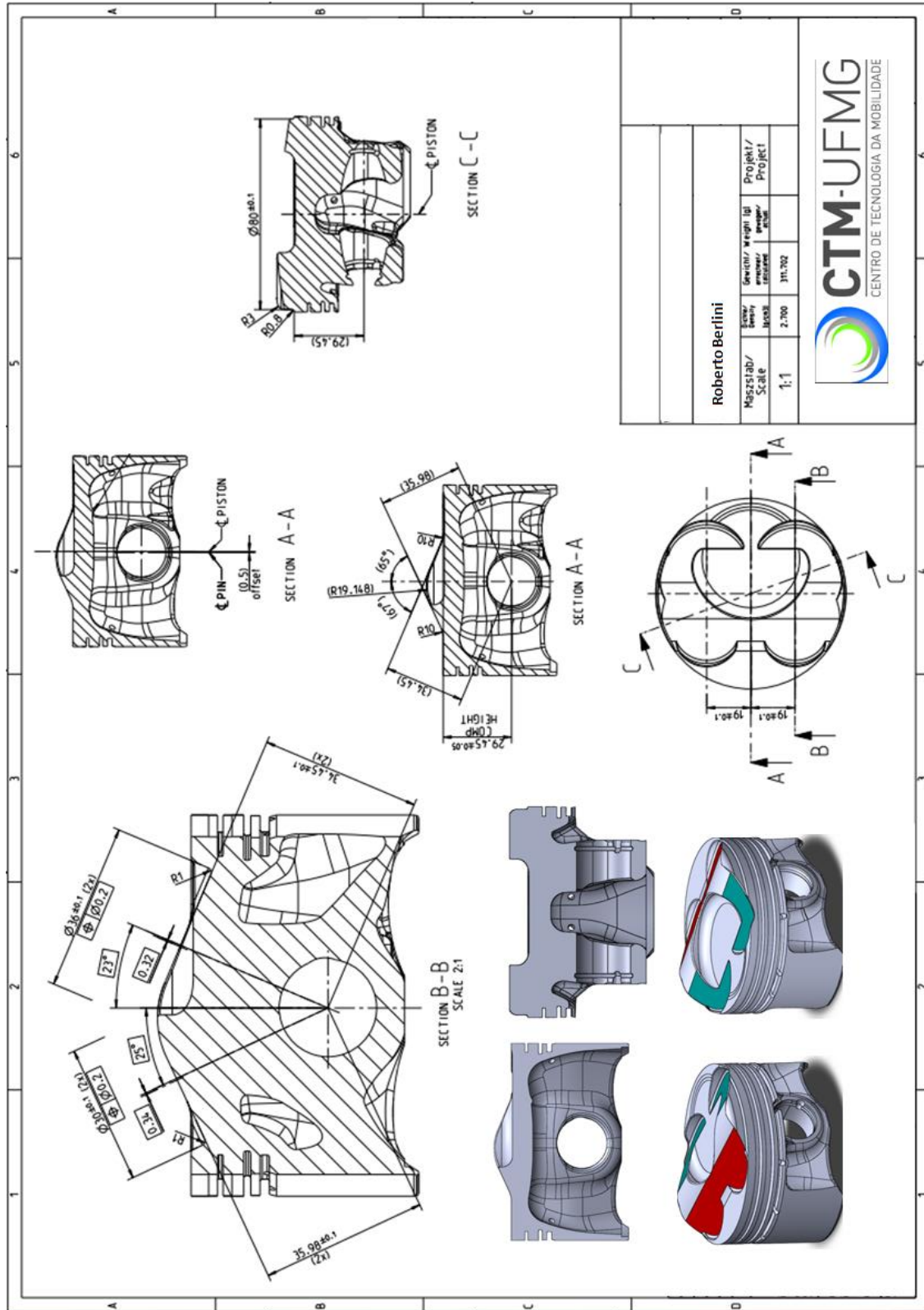
ZHAO, Fuquan, M-C.Lai, and David L. Harrington. "Automotive spark-ignited direct-injection gasoline engines." *Progress in energy and combustion science* 25.5 (1999): 437-562

ZHAO, H. Advanced direct injection combustion engine technologies and development. Boca Raton, FL, USA: Woodhead Publishing Limited e CRC Press LLC, 2010. 325.




## ANEXO II

Desenho 2D do pistão projetado com  $r_c$  igual a 13,7:1




Roberto Berlimi		Switcho/ weight/ Project/	Project/
Masterlab/ Scale	1:1	Project/	Project/
1:1	2.700	311.702	



**CTM-UFMG**  
CENTRO DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE


## ANEXO III

### Certificado de produção do biogás



**White Martins Gases Industriais Ltda - Gases Especiais**  
 Av. dos Autonomistas, 4.332 - Osasco - São Paulo - CEP 06090-015  
 Telefone: (11) 3685-7729 - e-mail: guilherme\_oliveira@praxair.com

SISTEMA DA QUALIDADE  
 CERTIFICADO  
 CONFORME A NORMA



GASES ESPECIAIS  
 OSASCO

## CERTIFICADO DE GARANTIA DA QUALIDADE

Página 1 de 1

Número da Ordem: 42329418    Certificado N°: 41569556    Pedido N°:

Cilindro N°: 361497    Conexão SAWM IP: 08    ABNT: 262-1

Cliente: 40628772 Fund Christiano Ottoni-Pampulh

Endereço: AVENIDA PRESIDENTE ANTONIO CAR    Escola de Engenharia  
 BELO HORIZONTE    MG BRA

Composição da Mistura		Nome do Produto:		Mist Padrão Primario Cil ALS	
Componentes	Método de Verificação	Requisitado	Reportado	Incerteza de Medição	
Metano	P	65 % Mol / Mol	64,98 % Mol / Mol	+/- 0,20 %	
Dioxido Carbono	P	35 % Mol / Mol	35,02 % Mol / Mol	+/- 0,23 %	

Tipo de Cilindro: ALS    Padrão: Primario  
 Pressão: 118,00 kgf/cm<sup>2</sup> ou 11.571,85 kPa  
 Volume: 4,900 m<sup>3</sup> @ 21,1 °C e 101,32 kPa ou 1atm

Método de Confeção: Método Gravimétrico    Data de Confeção: 17/12/16    Data de Validade: 17/12/21

Rastreável a massas padrões conforme certificado de calibração da RBC-INMETRO n° M-49472/14. A incerteza expandida relatada é baseada em uma incerteza padrão combinada, multiplicada por um fator de abrangência k=2, para um nível de confiança de 95%. Atenção: neste certificado é reportada a incerteza relativa. Para os cálculos de incerteza, deve-se multiplicar o valor reportado pela concentração para obter o valor de incerteza absoluta.

Data: 19/12/16    Analista: 42549319    Responsável: Oliveira, Guilherme Maia de

  
 Mauricio Silva  
 Gerente de Controle de Qualidade de Gases Especiais

Observações

Métodos de Verificação

-	-	H - Quimiluminescência	F - Gravimétrico
A - Cromatografia Gasosa (RCD)	I - Emissão Óptica	Q - FID + Metanador	
B - Cromatografia Gasosa (TCD)	J - Condutividade Térmica	R - Fotoionização (PID)	
C - Eletrolítico	K - Paramagnetismo	S - Obtido por diferença de 100%	
D - Cromatografia Gasosa (FID)	L - Fluorescência de Ultravioleta	T - Especificação do Fornecedor	
E - Ionização de Chama	N - Ionização de Hélio		
F - Infra-Vermelho	N - Célula de Cristal Higroscópico		
G - Célula Eletroquímica	O - Tubo Dräger		

Os resultados apresentados neste documento têm significação restrita e se aplicam somente ao(s) cilindro(s) referido(s).  
 A reprodução do documento só poderá ser feita integralmente, sem nenhuma alteração.  
 Condição garantida desde que o cilindro seja armazenado em local seco, ventilado, ao abrigo de intempéries e entre as temperaturas de 10 a 35° C.

Equivalência de unidades	
%	% mol / mol
ppm	micromol / mol
ppb	nanomol / mol

Telefone de Emergência:  
 0800 709 9003

40111284 - 403-PPA-012-B - Rev. 01 - Agosto

## ANEXO IV

Formulário de referência para as grandezas calculadas

### **Cálculo da potência de eixo diretamente pelo sistema PUMA( $Pot_{eixo}$ )**

$$Pot_{eixo} = \frac{\pi}{30000} (\tau \cdot n) [kW]$$

Onde,

$\tau$ , torque de eixo medido no ensaio [Nm]

$n$ , regime de rotação [rpm]

### **Cálculo do torque corrigido de referencia dado pela norma DIN 70020**

#### **( $\tau_{corr}$ ) - Resultado Padrão**

$$\tau_{corr} = \tau \left[ \left( \frac{1013}{P_{amb}} \right) \left( \frac{(T_{amb} + 273)}{293} \right)^{1/2} \right] [Nm]$$

Onde,

$P_{amb}$ , pressão barométrica da sala [mbar]

$T_{amb}$ , temperatura da sala [°C]

### **Cálculo do torque corrigido utilizando a norma EWG 88/195 ( $\tau_{corr}$ ) – Reescreve o Resultado Padrão em função de restrições nos parâmetros**

$$\tau_{corr} = \tau \left[ \left( \frac{990}{(P_{amb} - P_w)} \right)^{1,2} \left( \frac{(T_{amb} + 273)}{298} \right)^{0,6} \right] [Nm]$$

$$800 > P_{amb} \leq 1100$$

$$15 > T_{amb} \leq 35$$

Onde,

$P_{amb}$ , pressão barométrica da sala [mbar]

$T_{amb}$ , temperatura da sala [°C]

$P_w$ , pressão de vapor de água [mbar]

A pressão de vapor de água é dada por:

$$P_w = \frac{UR}{100} (6,04444 + 0,461236T_{amb} + 0,013368T_{amb}^2 + 0,00025115T_{amb}^3 + 0,00000459783T_{amb}^4)$$

Onde,

$T_{amb}$ , temperatura da sala [°C]

$UR$ , umidade relativa [%]

### **Cálculo da potência corrigida ( $Pot_{corr}$ )**

$$Pot_{corr} = Pot_{eixo} \left( \frac{\tau_{corr}}{\tau} \right) [kW]$$

### **Cálculo da vazão mássica de combustível gasoso ( $\dot{m}_{comb\_gás}$ )**

$$\dot{m}_{comb\_gás} = \frac{\dot{m}_{ar} - (AFR_{liq} \cdot \lambda \cdot \dot{m}_{comb\_liq})}{AFR_{gás} \cdot \lambda} [kg/h]$$

Onde,

$\dot{m}_{ar}$ , massa de ar medida [kg/h]

$AFR$ , razão ar-combustível da mistura estequiométrica, sendo  $AFR_{liq}$  para o combustível líquido (no caso, 8,36 para o etanol) e  $AFR_{gás}$  para os combustíveis gasosos (no caso, 17,08 quando GNV e 6,95 quando biogás)

$\lambda$ , lambda (normalização da razão ar-combustível)

$\dot{m}_{comb\_liq}$ , vazão de combustível líquido medida pela balança de combustível [kg/h]

### **Cálculo da pressão média efetiva indicada líquida (NIMEP)**

$$NIMEP = \frac{1}{V_d} \oint P dV [bar]$$

Onde,

$P$ , pressão do gás no interior do cilindro [bar]

$V_d$ , deslocamento volumétrico do motor [cm<sup>3</sup>] – (454cm<sup>3</sup> SCRE)

$V$ , volume instantâneo dentro do cilindro [cm<sup>3</sup>]



O volume instantâneo em função do ângulo do virabrequim é dado por

$$V(\theta) = V_{cc} + \frac{\pi D^2}{4} \left( l + a \left( 1 - \cos \theta + \sqrt{l^2 - a^2 \cdot \text{sen}^2 \theta} \right) \right) [cm^3]$$

Onde,

$V_{cc}$ , volume fixo da câmara de combustão [41,2cm<sup>3</sup> SCRE]

$D$ , diâmetro do cilindro [cm] – (8,2cm SCRE)

$a$ , raio de manivela - metade do curso do pistão [cm] – (4,3cm SCRE)

$l$ , comprimento da biela [cm] – (14,4cm SCRE)

$\theta$ , posição angular do virabrequim [°]

### **Cálculo da pressão média efetiva de bombeamento (PMEP)**

$$PMEP = \frac{1}{V_d} \left\{ \left( \int_{TDC}^{BDC} P dV \right)_{int} + \left( \int_{BDC}^{TDC} P dV \right)_{exh} \right\} [bar]$$

Onde,

*int*, intake (integral limitada ao evento de admissão)

*exh*, exhaust (integral limitada ao evento de exaustão)

$P$ , pressão no interior do cilindro [bar]

$V$ , volume instantâneo dentro do cilindro [cm<sup>3</sup>]

$V_d$ , deslocamento volumétrico do pistão [cm<sup>3</sup>] – (454cm<sup>3</sup> SCRE)

### **Cálculo da pressão média efetiva de eixo (BMEP)**

$$BMEP = 40\pi \frac{\tau}{V_d} [bar]$$

Onde,

$\tau$ , torque de eixo medido no ensaio [Nm]

$V_d$ , volume deslocado [cm<sup>3</sup>] – (454cm<sup>3</sup> SCRE)

### Cálculo da pressão média efetiva de atrito (FMEP)

$$FMEP = (NIMEP - BMEP) [bar]$$

### Cálculo da covariância da pressão média efetiva indicada líquida (CoV NIMEP)

$$COV\_NIMEP = \frac{100}{\sigma_{NIMEP} \cdot 200} \sum_{ciclo=1}^{200} NIMEP_{ciclo} [\%]$$

Onde,

$\sigma_{NIMEP}$ , desvio padrão da NIMEP de 200 ciclos.

### Cálculo da covariância da pressão máxima dentro do cilindro (CoV PMAX)

$$COV\_PMAX = \frac{100}{\sigma_{PMAX} \cdot 200} \sum_{ciclo=1}^{200} PMAX_{ciclo} [\%]$$

Onde,

$\sigma_{PMAX}$ , desvio padrão da pressão máxima de 200 ciclos.

### Cálculo do torque indicado ( $\tau_{ind}$ )

$$\tau_{ind} = \tau \left( \frac{NIMEP}{BMEP} \right) [Nm]$$

### Cálculo da potência indicada ( $Pot_{ind}$ )

$$Pot_{ind} = \frac{NIMEP \cdot V_d}{1200000} \cdot n [kW]$$

### **Cálculo do consumo específico de combustível indicado (ISFC)**

$$\text{ISFC} = 1000 \frac{\dot{m}_{comb}}{Pot_{ind}} \text{ [g/kWh]}$$

Cálculo utilizado apenas quando um combustível foi utilizado

### **Cálculo do consumo específico de combustível de eixo (BSFC)**

$$\text{BSFC} = 1000 \frac{\dot{m}_{comb}}{Pot_{eixo}} \text{ [g/kWh]}$$

Cálculo utilizado apenas quando um combustível foi utilizado

### **Cálculo da eficiência de conversão de combustível ( $\eta_{cc}$ )**

$$\eta_{cc} = \frac{Pot_{ind} \cdot 360}{\dot{m}_{comb_{liq}} \cdot PCI_{liq} + \dot{m}_{comb_{gás}} \cdot PCI_{gás}} \text{ [%]}$$

Onde,

PCI, poder calorífero inferior do combustível [MJ/kg], sendo  $PCI_{liq}$  para o combustível líquido (no caso, 26,76 MJ/kg para o etanol) e  $PCI_{gás}$  para os combustíveis gasosos (no caso, 49 MJ/kg para o GNV e 22 MJ/kg para o biogás).

### **Cálculo da eficiência da combustão ( $\eta_c$ )**

$$\eta_c = \frac{\frac{(Q_{at} \cdot n)}{120}}{\dot{m}_{comb_{liq}} \cdot PCI_{liq} + \dot{m}_{comb_{gás}} \cdot PCI_{gás}} \cdot \frac{360}{1000} \text{ [%]}$$

Onde,

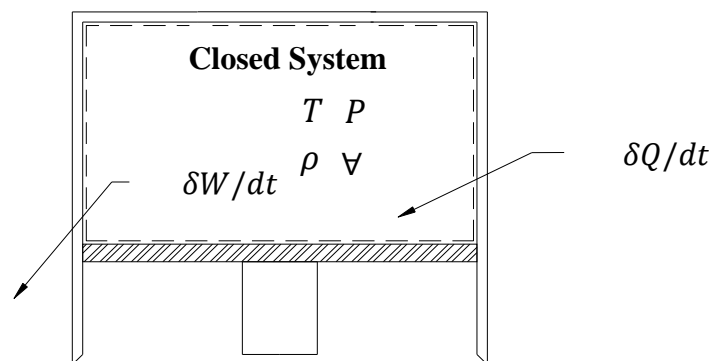
$Q_{at}$ , calor liberado aparente, modelo termodinâmico - análise da curva de pressão no cilindro [J]

### Cálculo da eficiência térmica ( $\eta_t$ )

$$\eta_t = \frac{Pot_{ind}}{\frac{(Q_{at} \cdot n)}{120}} \cdot 100000 [\%]$$

### Modelo termodinâmico de uma zona para avaliação do processo de combustão

O esquema abaixo apresenta do volume de controle para o modelo quase-dimensional da combustão.



Aplicando o princípio de conservação da energia ao volume de controle da Figura 9 (sistema fechado) tem-se que a taxa de liberação de calor pode ser escrita como:

$$\frac{\delta Q_a}{d\theta} = m \frac{c_v dT}{d\theta} + \frac{P dV}{d\theta}$$

Onde,

$m$ , massa mistura dentro do cilindro

$T$ , temperatura média do gás dentro do cilindro.

$P$ , pressão média do gás dentro do cilindro.

$V$ , volume instantâneo disponível no cilindro.

$c_v$ , calor específico a volume constante da mistura no interior do cilindro (função da temperatura).

$\theta$ , posição angular do virabrequim ( $0^\circ$  - PMS de compressão).

A temperatura média dentro do cilindro é dada pela equação do gás ideal:

$$T = \frac{P\mathcal{V}}{mR}$$

Onde,

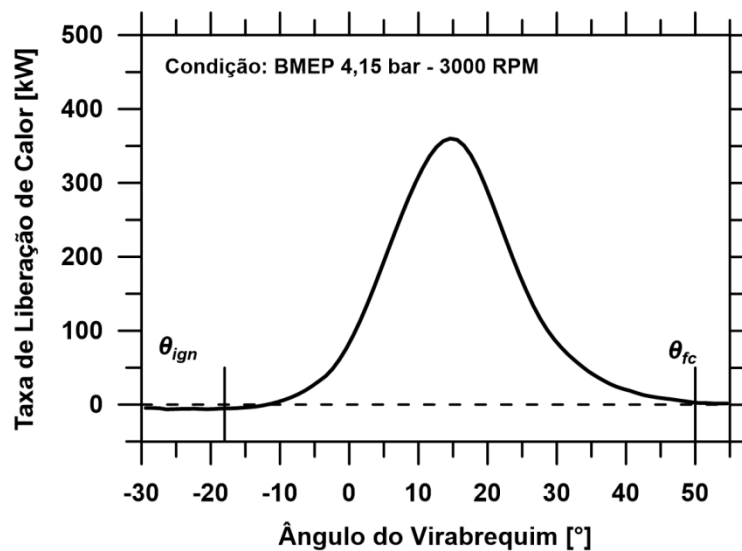
$R$ , constante da mistura de gases (0,280 kJ/kg.K)

$m$ , massa no interior do cilindro, estimada pela equação do gás ideal a -180°CA

O calor específico a volume constante da mistura no interior do cilindro é uma função da temperatura e é dado por:

$$c_v = 0,7 + 0,255 \frac{T}{1000} \text{ [kJ/kg.K]}$$

Resolvendo para uma curva de pressão medida, tem-se a taxa de liberação de calor abaixo.

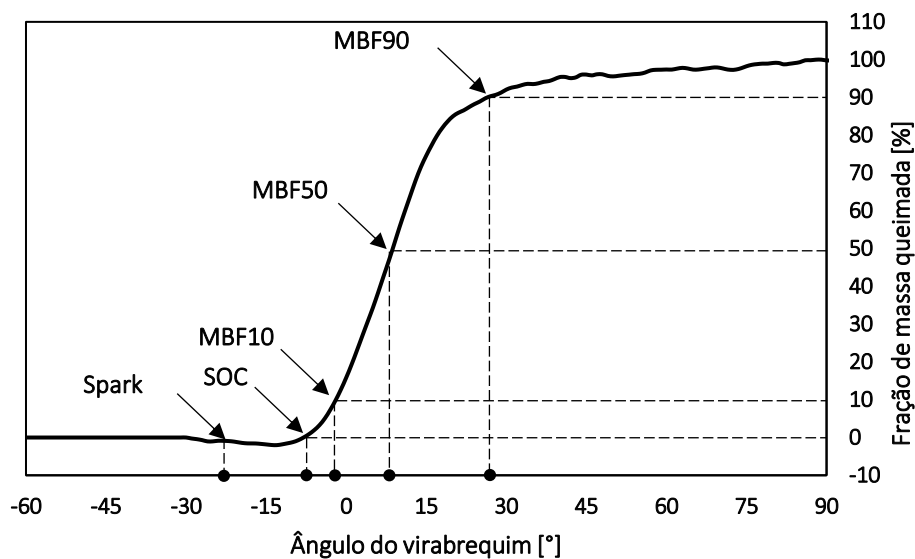


Integrando a taxa de liberação de calor na janela de -60 a 90° (ref. 0° PMS compressão), tem-se o calor total líquido aparente liberado pelo processo de combustão, ou seja, a energia que realmente alterou a pressão e temperatura média do gás no interior do cilindro.

$$Q_{at} = \int_{-60^{\circ}}^{90^{\circ}} \frac{\delta Q_a}{d\theta} d\theta$$

A fração de massa queimada é então calculada pela seguinte equação e mostrada e definida na curva abaixo.

$$X_b(\theta) = \frac{100}{Q_{at}} \int_{-60^{\circ}}^{\theta} \frac{\delta Q_a}{d\theta} d\theta$$



A partir da curva de fração de massa queimada é possível determinar os principais parâmetros do processo de combustão.

SOC, posição angular do virabrequim referente ao início da combustão: determinado quando a curva de fração de massa queimada atinge derivada positiva e seu valor ultrapassa 0%.

MBF 50, posição angular do virabrequim referente à queima de 50% do combustível: determinado quando a curva de fração de massa queimada atinge 50%.

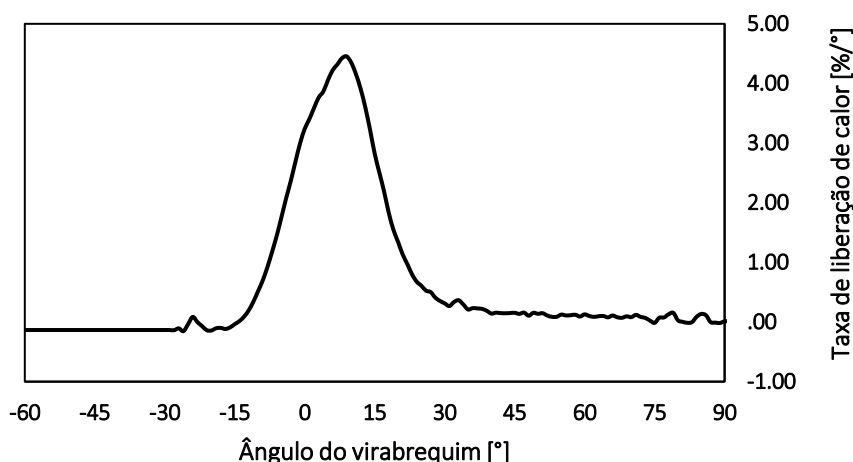
MBF 10 – 90, intervalo angular de deslocamento do virabrequim referente ao intervalo de queima de 10% do combustível até 90% (ângulo de queima rápida): determinado pela diferença angular quando a curva de fração de massa queimada atinge 90% e 10%.

MBF 10 – 50, intervalo angular de deslocamento do virabrequim referente ao intervalo de queima de 10% do combustível até 50% (primeira porção da queima): determinado pela diferença angular quando a curva de fração de massa queimada atinge 50% e 10%.

MBF 50 – 90, intervalo angular de deslocamento do virabrequim referente ao intervalo de queima de 50% do combustível até 90% (segunda porção da queima): determinado pela diferença angular quando a curva de fração de massa queimada atinge 90% e 50%.

*Atraso de ignição*, intervalo angular de deslocamento do virabrequim referente ao intervalo de início da combustão e avanço de ignição: determinado pela diferença angular entre o momento da centelha e o SOC.

A taxa de liberação de calor pode ser normalizada e corresponde à derivada da curva de fração de massa queimada. Esta grandeza é mostrada na curva abaixo, obtida pela modelagem.



### **Metodologia para determinação das emissões específicas base seca**

Primeiramente, admite-se 5 gases como composição da mistura no escapamento (CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, HC e N<sub>2</sub>). O oxigênio é desconsiderado uma vez que se trabalha com mistura estequiométrica. A água é desconsiderada porque o gás é seco após passagem em sílica e em filtro de umidade, antes de acessar o medidor de poluentes. Determina-se pela equação a seguir a massa molar do gás no

escapamento, sendo esta uma média ponderada na fração volumétrica de cada componente da mistura.

$$MM_{exh} = MM_{HC} \cdot vol_{HC} \cdot 10^{-6} + MM_{CO} \cdot vol_{CO} \cdot 10^{-2} + MM_{CO_2} \cdot vol_{CO_2} \cdot 10^{-2} + MM_{NO_x} \cdot vol_{NO_x} \cdot 10^{-6} + MM_{N_2} (1 - vol_{HC} \cdot 10^{-6} - vol_{CO} \cdot 10^{-2} - vol_{CO_2} \cdot 10^{-2} - vol_{NO_x} \cdot 10^{-6})$$

Onde,

$MM_{HC}$ , massa molar do HC (representado por n-Hexano C6H14 – 86,18 g/mol)

$MM_{CO}$ , massa molar do CO (28,01 g/mol)

$MM_{CO_2}$ , massa molar do CO<sub>2</sub> (44,01 g/mol)

$MM_{NO_x}$ , massa molar do NOx (representado por NO – 30,01 g/mol)

$MM_{N_2}$ , massa molar do N<sub>2</sub> (28,01 g/mol)

$vol_{HC}$ , fração volumétrica de HC [ppm]

$vol_{CO}$ , fração volumétrica de CO [%]

$vol_{CO_2}$ , fração volumétrica de CO<sub>2</sub> [%]

$vol_{NO_x}$ , fração volumétrica de NOx [ppm]

As emissões específicas para os 4 gases são calculadas de acordo com as seguintes expressões. Essas equações foram deduzidas a partir da conservação de massa no motor e conversão da fração volumétrica do gás em fração mássica da mistura no escapamento.

$$ISHC = 10^3 \frac{(\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel})}{Pot_{ind}} \frac{MM_{HC}}{MM_{exh}} \cdot (vol_{HC} \cdot 10^{-6}) [g/kWh]$$

$$ISCO = 10^3 \frac{(\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel})}{Pot_{ind}} \frac{MM_{CO}}{MM_{exh}} \cdot (vol_{CO} \cdot 10^{-2}) [g/kWh]$$

$$ISCO_2 = 10^3 \frac{(\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel})}{Pot_{ind}} \frac{MM_{CO_2}}{MM_{exh}} \cdot (vol_{CO_2} \cdot 10^{-2}) [g/kWh]$$

$$ISNO_x = 10^3 \frac{(\dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{fuel})}{Pot_{ind}} \frac{MM_{NO_x}}{MM_{exh}} \cdot (vol_{NO_x} \cdot 10^{-6}) [g/kWh]$$



Onde,

$\dot{m}_{ar}$ , vazão mássica de ar [kg/h]

$\dot{m}_{comb}$ , vazão mássica de combustível [kg/h], dado pela soma de  $\dot{m}_{comb_{liq}}$  e  $\dot{m}_{comb_{gás}}$

$Pot_{ind}$ , potência indicada [kW]

$MM_{HC}$ , massa molar do HC (representado por n-Hexano  $C_6H_{14}$  – 86,18 g/mol)

$MM_{CO}$ , massa molar do CO (28,01 g/mol)

$MM_{CO_2}$ , massa molar do  $CO_2$  (44,01 g/mol)

$MM_{NO_x}$ , massa molar do  $NO_x$  (representado por NO – 30,01 g/mol)

$MM_{exh}$ , massa molar do gás no escapamento [g/mol]

$vol_{HC}$ , fração volumétrica de HC [ppm]

$vol_{CO}$ , fração volumétrica de CO [%]

$vol_{CO_2}$ , fração volumétrica de  $CO_2$  [%]

$vol_{NO_x}$ , fração volumétrica de  $NO_x$  [ppm]

$$BSHC = ISHC \cdot \frac{Pot_{ind}}{Pot_{eixo}}$$

$$BSCO = ISCO \cdot \frac{Pot_{ind}}{Pot_{eixo}}$$

$$BSCO_2 = ISCO_2 \cdot \frac{Pot_{ind}}{Pot_{eixo}}$$

$$BSNO_x = ISNO_x \cdot \frac{Pot_{ind}}{Pot_{eixo}}$$

## ANEXO V

### Grandezas medidas e calculadas

Arquivo de referência. Condição *dual-fuel* biogás(R25) e etanol com iEGR

<b>CTM-UFMG</b> <small>CENTRO DE TECNOLOGIA DA MOBILIDADE</small>				
<b>Data do Ensaio:</b> 09/01/17 <b>Hora do Ensaio:</b> 21:56:38 <b>Arquivo de dados do IndiCom:</b> INDICOM_E65_PFI_CR150_1800RPM_4IMEP_50IVC_56EVO_20170109215518.001.xlsx <b>Arquivo de dados do PUMA:</b> PUMA_BG25_PFI_CR150_1800RPM_4IMEP_20170109215627855_1.mcf.ctf.xlsx <b>Arquivo de dados do Napro:</b> NAPRO_201701092156.xlsx <b>IndiCom:</b> Média de 200 ciclos <b>PUMA e NAPRO:</b> Média de 60 segundos <b>Razão volumétrica de compressão:</b> 13.6:1 <b>Combustível Líquido:</b> E100 <b>Combustível Gasoso:</b> Biogás <b>Porcentagem Combustível Gasoso [%]:</b> 25 <b>Sistema de injeção:</b> PFI Injeção Indireta		<b>CONDIÇÃO COM EGR INTERNA</b>		
	Média	Desvio Padrão	Descrição	Fonte
NIMEP [bar]	4,00	0,011	Pressão média efetiva indicada líquida	Calculado nível II
COV-NIMEP [%]	1,15	0,142	Covariância da pressão média efetiva indicada líquida	Calculado nível II
PMEP [bar]	-0,31	0,003	Pressão média efetiva de bombeamento (Pumping)	Calculado nível II
BMEP [bar]	3,41	0,011	Pressão média efetiva de eixo (Brake)	Calculado nível II
FMEP [bar]	0,59	0,011	Pressão média efetiva de atrito (Friction)	Calculado nível II
Regime de rotação [rpm]	1800	0,040	Regime de rotação do motor durante o ensaio	Medido
Eficiência de Conversão de Combustível [%]	34	-	Eficiência de conversão de combustível indicada	Calculado nível II
Eficiência de Combustão [%]	71	-		
Eficiência de Térmica [%]	49	-		
Lambda	1,00	0,002	Relação ar/combustível normalizada (1,00 = estequiométrico)	Medido
MBF50 [°]	7,6	0,182	Ângulo no qual se tem 50% da fração de massa queimada	Calculado nível III
MBF10-90 [°]	24,8	0,227	Duração, em graus, o qual se tem de 10 a 90% da fração de massa queimada	Calculado nível III
MBF10-50 [°]	11,7	0,081	Duração, em graus, o qual se tem de 10 a 50% da fração de massa queimada	Calculado nível III
MBF50-90 [°]	13,1	0,158	Duração, em graus, o qual se tem de 50 a 90% da fração de massa queimada	Calculado nível III
Calor Liberado [J]	374,0	-		
Avanço de ignição [°]	-24,5	0,000	Ângulo antes do PMS de compressão no qual ocorre a ignição	Medido
SOC [°]	-16,4	0,441	Ângulo no qual ocorre o início da combustão	Calculado nível III
Ignition Delay [°]	8,1	0,441	Duração, em graus, entre a ignição e o início da combustão	Calculado nível I
Pressão máxima no cilindro [bar]	32	0,204	Máxima pressão atingida dentro de cilindro	Medido
Ângulo da pressão máxima [°]	11,3	0,099	Ângulo o qual ocorre a pressão máxima no cilindro após o PMS	Medido
COV.Pressão máxima [%]	8,4	0,673	Covariância da pressão máxima	Calculado nível I
vol CO [%]	0,17	0,00	Quantidade em volume (seco) de CO nos gases da exaustão	Medido
vol NOx [ppm]	663	7	Quantidade em volume (seco) de NOx nos gases de exaustão	Medido
vol CO2 [%]	10,0	0,0	Quantidade em volume (seco) de CO2 nos gases da exaustão	Medido
vol HC [ppm]	140	3	Quantidade em volume (seco) de HC nos gases de exaustão	Medido
ISCO [g/kWh]	6,63	-	Emissão específica indicada de CO	Calculado nível III
ISNOx [g/kWh]	2,70	-	Emissão específica indicada de NOx	Calculado nível III
ISCO2 [g/kWh]	600,39	-	Emissão específica indicada de CO2	Calculado nível III
ISHC [g/kWh]	1,64	-	Emissão específica indicada de HC	Calculado nível III
DOI líquido [°]	47,5	-	Duração da injeção de combustível em graus	Medido
SOI líquido [°]	-540	-	Ângulo em que ocorre o início da injeção de combustível	Medido
DOI gás [°]	36,9	-	Duração da injeção de combustível em graus	Medido
SOI gás [°]	120	-	Ângulo em que ocorre o início da injeção de combustível	Medido
IVO - APMS [°]	25	-	Ângulo de abertura da válvula de admissão antes do PMS	Medido
IVC - DPMS [°]	15	-	Ângulo de fechamento da válvula de admissão depois do PMI	Medido
EVO - APMI [°]	56	-	Ângulo de abertura da válvula de exaustão antes do PMI	Medido
EVC - DPMS [°]	0	-	Ângulo de fechamento da válvula de exaustão depois do PMS	Medido
Pressão de injeção líquido [bar]	3,8	-	Pressão de injeção na linha de combustível líquido	Medido
Pressão de injeção gás [bar]	5,0	-	Pressão de injeção na linha de gás	Medido
Tempo de injeção líquido [ms]	4,39	-	Duração da injeção do combustível	Calculado nível I
Tempo de injeção gás [ms]	3,42	-	Duração da injeção do gás	Calculado nível I
Vazão mássica de líquido [kg/h]	0,9	-	Quantidade de massa de combustível em relação ao tempo	Medido
Vazão mássica de gás [kg/h]	0,3	-	Quantidade de massa de gás em relação ao tempo	Medido
Vazão mássica de ar [kg/h]	9,8	-	Quantidade de massa de ar em relação ao tempo	Medido
Umidade relativa [%]	43	0,059	Umidade relativa do ambiente (sala de ensaios)	Medido
Pressão barométrica [bar]	0,92	0,000	Pressão atmosférica do ambiente	Medido
Pressão na admissão [bar]	0,64	0,001	Pressão no coletor de admissão	Medido
Temperatura na admissão [°C]	29	0,005	Temperatura no coletor de admissão	Medido
Pressão no escapamento [bar]	0,91	0,002	Pressão no coletor de exaustão	Medido
Temperatura escapamento [°C]	515	0,566	Temperatura no coletor de exaustão	Medido
Potência [kW]	2,3	0,007	Potência de eixo	Medido
Potência corrigida [kW]	2,6	0,008	Potência corrigida em função das condições ambientais da sala - ABNT 1585	Calculado nível I
Potência indicada [kW]	2,7	0,008	Potência indicada	Calculado nível I
Torque [Nm]	12,3	0,039	Torque de eixo	Medido
Torque corrigido [Nm]	13,8	0,044	Torque corrigido em função das condições ambientais da sala - ABNT 1585	Calculado nível I
Torque indicado [Nm]	14,4	0,041	Torque indicado	Calculado nível I
Temperatura da água de arrefecimento [°C]	90,4	0,0	Temperatura do líquido de arrefecimento	Medido
Temperatura do óleo lubrificante [°C]	89,6	0,0	Temperatura do óleo lubrificante do motor	Medido
Temperatura do combustível [°C]	20,0	0,0	Temperatura do combustível na linha de fornecimento	Medido
<b>Legenda de cor</b>				
	Parâmetros de interesse para reconhecimento das condições da prova			
	Parâmetros correlacionados ao processo de combustão e indicativos do uso de tecnologia avançada (EGR e FlowBox)			
	Parâmetros referentes à emissão de gases poluentes			
	Parâmetros correlacionados ao processo de formação da mistura ar-combustível			
	Parâmetros referentes às condições de fronteira/ambientais do ensaio			
	Parâmetros com referência ao regime de carga do motor			
	Parâmetros referentes às temperaturas dos fluidos utilizados no motor --- "mantidos constantes nos ensaios"			
<b>Descrição da fonte</b>				
Medido	Parâmetro medido por sensores. Sistema PUMA, INDICOM, NAPRO			
Calculado nível I	Parâmetro calculado a partir de matemática simples. Ex. Parâmetros estatísticos, valores corrigidos, cálculo com base em parâmetros da tabela			
Calculado nível II	Parâmetro calculado a partir de modelo matemático simplificado. Ex. (I-P-F-B)MEP			
Calculado nível III	Parâmetro calculado a partir de modelo matemático complexo. Ex. (X)MBF			

## ANEXO VI

Tabela com resultados de pressões médias indicadas e eficiências

Condição	Combustível	Razão	Regime de rotação	Carga	NIMEP [bar]	CoV-NIMEP [%]	PMEP [bar]	BMEP [bar]	FMEP [bar]	Eficiência de Conversão de Combustível [%]	Eficiência de Combustão [%]	Eficiência de Térmica [%]	Lambda
-	E100	R100	1800 rpm	4 bar	3,98	0,67	-0,44	3,26	0,72	33,2	73,5	45,2	0,99
-	E100	R100	1800 rpm	WOT	8,86	0,79	-0,12	8,15	0,71	38,2	79,0	48,4	0,99
-	E100	R100	3600 rpm	4 bar	4,02	1,06	-0,54	2,83	1,18	36,0	79,4	45,4	1,00
-	E100	R100	3600 rpm	WOT	9,61	1,04	-0,19	8,52	1,09	40,3	84,6	47,7	1,00
-	Biogas	R100	1800 rpm	4 bar	4,06	0,98	-0,34	3,40	0,66	27,3	58,5	46,7	1,00
-	Biogas	R100	1800 rpm	WOT	7,65	0,96	-0,06	7,01	0,64	30,2	60,4	50,1	1,00
-	Biogas	R100	3600 rpm	4 bar	4,15	2,44	-0,52	3,10	1,05	28,7	63,6	45,2	1,00
-	Biogas	R100	3600 rpm	WOT	8,10	1,87	-0,17	7,01	1,09	30,7	62,1	49,4	1,00
-	GNV	R100	1800 rpm	4 bar	4,04	0,87	-0,38	3,72	0,33	31,8	68,8	46,2	1,00
-	GNV	R100	1800 rpm	WOT	7,88	0,59	-0,10	7,02	0,86	35,9	71,6	50,2	0,99
-	GNV	R100	3600 rpm	4 bar	4,02	0,84	-0,50	3,29	0,73	34,3	75,0	45,8	0,99
-	GNV	R100	3600 rpm	WOT	8,23	0,70	-0,17	7,61	0,62	36,4	72,8	49,9	1,00
-	Biogas_E100	R25	1800 rpm	4 bar	4,03	0,95	-0,41	3,36	0,67	33,1	73,2	45,2	1,01
-	Biogas_E100	R25	1800 rpm	WOT	9,01	1,14	-0,06	8,37	0,64	39,3	81,6	48,2	1,00
-	Biogas_E100	R25	3600 rpm	4 bar	4,05	1,73	-0,56	2,80	1,24	38,4	85,4	44,9	1,00
-	Biogas_E100	R25	3600 rpm	WOT	9,87	1,64	-0,18	8,71	1,16	41,9	86,7	48,4	1,00
-	Biogas_E100	R50	1800 rpm	4 bar	3,97	0,74	-0,39	3,32	0,66	30,4	65,5	46,4	0,99
-	Biogas_E100	R50	1800 rpm	WOT	8,58	1,08	-0,06	7,92	0,66	36,1	74,2	48,7	1,00
-	Biogas_E100	R50	3600 rpm	4 bar	4,04	2,13	-0,53	2,88	1,17	33,7	75,4	44,7	1,00
-	Biogas_E100	R50	3600 rpm	WOT	9,28	1,69	-0,16	8,19	1,09	38,1	77,8	49,0	1,00
-	GNV_E100	R25	1800 rpm	4 bar	4,00	0,67	-0,43	3,69	0,32	33,3	72,7	45,9	1,00
-	GNV_E100	R25	1800 rpm	WOT	8,63	0,58	-0,10	8,34	0,29	38,8	78,9	49,2	1,00
-	GNV_E100	R25	3600 rpm	4 bar	4,00	0,93	-0,55	3,25	0,75	36,7	81,6	45,0	0,99
-	GNV_E100	R25	3600 rpm	WOT	9,39	0,77	-0,20	8,78	0,61	40,9	83,2	49,1	1,00
-	GNV_E100	R50	1800 rpm	4 bar	4,04	0,69	-0,41	3,71	0,32	32,3	70,4	45,9	1,00
-	GNV_E100	R50	1800 rpm	WOT	8,34	0,59	-0,10	8,02	0,32	37,2	75,1	49,5	1,00
-	GNV_E100	R50	3600 rpm	4 bar	4,05	0,92	-0,52	3,35	0,70	35,4	77,6	45,6	1,01
-	GNV_E100	R50	3600 rpm	WOT	8,83	0,82	-0,19	8,28	0,55	39,5	79,6	49,6	1,00
IEGR	E100	R100	1800 rpm	4 bar	4,04	1,13	-0,31	3,46	0,59	36,1	74,6	48,4	1,01
IEGR	Biogas	R100	1800 rpm	4 bar	4,05	1,83	-0,24	3,45	0,60	28,8	58,8	48,9	1,00
IEGR	GNV	R100	1800 rpm	4 bar	4,04	1,50	-0,28	3,47	0,56	33,9	69,8	48,5	1,00
IEGR	Biogas_E100	R25	1800 rpm	4 bar	4,00	1,15	-0,31	3,41	0,59	34,3	70,8	48,5	1,00
IEGR	Biogas_E100	R50	1800 rpm	4 bar	4,04	1,22	-0,30	3,44	0,60	32,6	66,7	48,8	1,00
IEGR	GNV_E100	R25	1800 rpm	4 bar	4,05	1,22	-0,28	3,48	0,57	35,8	74,3	48,2	1,00
IEGR	GNV_E100	R50	1800 rpm	4 bar	4,04	1,43	-0,29	3,49	0,55	34,8	71,1	49,0	1,00

Tabela com resultados de combustão

Condição	Combustível	Razão	Regime de rotação	Carga	MBF50 [°]	MBF10-90 [°]	MBF10-50 [°]	MBF50-90 [°]	Calor Liberado [J]	Avanço de ignição [°]	SOC [°]	Ignition Delay [°]	Pressão máxima no cilindro [bar]	Ângulo da pressão máxima [°]	CoV-Pressão máxima [%]
-	E100	R100	1800 rpm	4 bar	7,2	18,9	8,7	10,2	400	-15,5	-11,8	3,7	32,3	12,5	5,2
-	E100	R100	1800 rpm	WOT	10,2	19,6	9,2	10,3	832	-12,4	-9,5	2,9	57,4	15,3	5,9
-	E100	R100	3600 rpm	4 bar	7,8	25,3	10,1	15,3	402	-20,5	-14,1	6,4	31,4	12,0	6,3
-	E100	R100	3600 rpm	WOT	11,7	23,5	10,5	13,0	916	-14,5	-11,2	3,3	57,0	16,0	6,4
-	Biogas	R100	1800 rpm	4 bar	7,7	30,0	12,6	17,4	394	-26,5	-17,7	8,8	33,1	10,1	7,2
-	Biogas	R100	1800 rpm	WOT	7,3	29,2	12,3	16,9	693	-24,0	-17,8	6,2	56,4	10,3	8,8
-	Biogas	R100	3600 rpm	4 bar	7,2	34,1	13,6	20,5	417	-34,0	-21,4	12,6	35,6	8,9	11,8
-	Biogas	R100	3600 rpm	WOT	7,0	33,6	13,4	20,1	744	-31,1	-23,7	7,4	59,6	9,4	11,6
-	GNV	R100	1800 rpm	4 bar	8,3	22,8	9,9	12,9	397	-16,5	-12,1	4,5	31,9	12,5	5,5
-	GNV	R100	1800 rpm	WOT	7,4	22,1	9,8	12,3	713	-16,0	-12,7	3,4	57,5	12,2	5,0
-	GNV	R100	3600 rpm	4 bar	7,1	28,0	10,9	17,1	399	-22,5	-16,5	6,1	33,1	10,8	6,2
-	GNV	R100	3600 rpm	WOT	8,1	25,6	10,5	15,1	749	-18,5	-15,9	2,6	57,7	12,2	5,4
-	Biogas_E100	R25	1800 rpm	4 bar	8,9	23,0	10,7	12,3	405	-19,0	-13,5	5,6	30,7	13,2	7,6
-	Biogas_E100	R25	1800 rpm	WOT	10,9	22,1	10,6	11,5	848	-14,5	-10,9	3,6	56,5	15,4	8,6
-	Biogas_E100	R25	3600 rpm	4 bar	7,6	26,9	11,0	15,9	409	-21,5	-14,6	7,0	31,6	11,5	9,1
-	Biogas_E100	R25	3600 rpm	WOT	9,7	26,7	11,7	14,9	927	-19,0	-18,1	1,0	61,5	13,6	10,7
-	Biogas_E100	R50	1800 rpm	4 bar	7,4	24,7	11,0	13,8	389	-22,0	-15,5	6,6	32,2	11,4	7,4
-	Biogas_E100	R50	1800 rpm	WOT	10,3	23,8	11,1	12,7	800	-16,5	-12,3	4,2	55,5	14,2	8,5
-	Biogas_E100	R50	3600 rpm	4 bar	8,7	30,1	11,8	18,3	411	-23,5	-15,7	7,8	31,8	11,2	10,1
-	Biogas_E100	R50	3600 rpm	WOT	9,0	27,6	11,8	15,8	860	-20,5	-16,6	3,9	60,7	12,5	10,9
-	GNV_E100	R25	1800 rpm	4 bar	7,2	19,5	8,8	10,7	396	-15,5	-11,5	4,0	32,5	12,3	4,8
-	GNV_E100	R25	1800 rpm	WOT	9,0	19,1	9,2	9,9	796	-13,5	-10,5	3,1	58,7	14,4	6,1
-	GNV_E100	R25	3600 rpm	4 bar	7,7	25,7	10,4	15,4	403	-20,5	-14,7	5,9	31,4	11,9	6,2
-	GNV_E100	R25	3600 rpm	WOT	8,5	22,9	9,9	13,0	868	-16,5	-10,7	0,6	62,0	13,4	5,3
-	GNV_E100	R50	1800 rpm	4 bar	9,2	21,2	9,4	11,8	400	-14,5	-10,7	3,9	30,8	13,7	5,0
-	GNV_E100	R50	1800 rpm	WOT	8,7	18,8	9,5	9,4	765	-14,0	-11,1	2,9	58,4	14,5	6,8
-	GNV_E100	R50	3600 rpm	4 bar	7,8	25,9	10,5	15,4	404	-20,5	-14,6	5,9	32,1	11,8	6,6
-	GNV_E100	R50	3600 rpm	WOT	8,3	24,0	10,3	13,7	821	-15,5	-12,3	3,2	56,5	14,3	5,6
IEGR	E100	R100	1800 rpm	4 bar	8,0	24,1	11,4	12,7	380	-23,5	-15,6	7,9	31,9	11,8	8,8
IEGR	Biogas	R100	1800 rpm	4 bar	7,9	35,0	14,0	21,0	376	-34,5	-20,1	14,4	33,8	8,7	8,3
IEGR	GNV	R100	1800 rpm	4 bar	8,7	29,2	12,9	16,4	378	-24,5	-16,7	7,8	32,5	10,3	9,1
IEGR	Biogas_E100	R25	1800 rpm	4 bar	7,6	24,8	11,7	13,1	374	-24,5	-16,4	8,1	32,2	11,3	8,4
IEGR	Biogas_E100	R50	1800 rpm	4 bar	7,5	27,9	12,3	15,6	376	-26,5	-17,3	9,2	32,8	10,3	8,3
IEGR	GNV_E100	R25	1800 rpm	4 bar	9,0	24,8	11,7	13,1	382	-22,5	-15,1	7,4	31,1	12,1	9,4
IEGR	GNV_E100	R50	1800 rpm	4 bar	9,0	25,7	12,0	13,7	375	-22,5	-15,3	7,3	31,4	11,6	8,7

Tabela com resultados de emissões

Condição	Combustível	Razão	Regime de rotação	Carga	vol CO [%]	vol NOx [ppm]	vol CO2 [%]	vol HC [ppm]	ISCO [g/kWh]	ISNOx [g/kWh]	ISCO2 [g/kWh]	ISHC [g/kWh]
-	E100	R100	1800 rpm	4 bar	0,32	1925	10,0	164	12,7	8,2	626,6	2,0
-	E100	R100	1800 rpm	WOT	0,20	2588	9,5	148	6,7	9,4	508,7	1,5
-	E100	R100	3600 rpm	4 bar	0,23	1622	9,6	166	8,3	6,4	558,1	1,9
-	E100	R100	3600 rpm	WOT	0,19	2574	10,1	140	6,2	9,0	519,0	1,4
-	Biogas	R100	1800 rpm	4 bar	0,27	977	10,2	178	11,9	4,7	719,3	2,5
-	Biogas	R100	1800 rpm	WOT	0,19	1950	10,9	120	7,8	8,5	691,6	1,5
-	Biogas	R100	3600 rpm	4 bar	0,21	1266	10,9	249	8,8	5,8	729,4	3,3
-	Biogas	R100	3600 rpm	WOT	0,24	1889	11,0	204	9,6	8,1	689,2	2,5
-	GNV	R100	1800 rpm	4 bar	0,26	2050	7,7	218	10,5	9,0	496,1	2,7
-	GNV	R100	1800 rpm	WOT	0,38	2784	7,6	170	13,7	10,8	433,7	1,9
-	GNV	R100	3600 rpm	4 bar	0,26	2003	7,8	161	9,8	8,1	461,6	1,9
-	GNV	R100	3600 rpm	WOT	0,19	2991	7,9	126	6,8	11,4	442,6	1,4
-	Biogas_E100	R25	1800 rpm	4 bar	0,14	1355	9,4	103	5,7	5,8	587,7	1,3
-	Biogas_E100	R25	1800 rpm	WOT	0,19	2301	10,0	62	6,5	8,2	525,4	0,6
-	Biogas_E100	R25	3600 rpm	4 bar	0,23	1395	9,9	107	7,9	5,1	534,5	1,1
-	Biogas_E100	R25	3600 rpm	WOT	0,14	2481	10,2	66	4,4	8,3	502,1	0,6
-	Biogas_E100	R50	1800 rpm	4 bar	0,24	1231	9,7	98	9,9	5,6	643,3	1,3
-	Biogas_E100	R50	3600 rpm	WOT	0,20	2239	10,4	67	7,2	8,5	579,5	0,7
-	Biogas_E100	R50	3600 rpm	4 bar	0,18	1143	9,9	177	7,0	4,6	586,0	2,1
-	Biogas_E100	R50	3600 rpm	WOT	0,21	2249	10,5	92	7,1	8,1	553,0	0,9
-	GNV_E100	R25	1800 rpm	4 bar	0,18	2213	9,2	121	7,1	9,5	579,6	1,5
-	GNV_E100	R25	1800 rpm	WOT	0,25	3046	9,4	147	8,7	11,2	505,3	1,5
-	GNV_E100	R25	3600 rpm	4 bar	0,23	1669	9,4	118	8,2	6,5	535,7	1,3
-	GNV_E100	R25	3600 rpm	WOT	0,18	2213	9,2	121	5,8	7,7	472,6	1,2
-	GNV_E100	R50	1800 rpm	4 bar	0,19	2123	9,0	125	7,9	9,3	578,1	1,6
-	GNV_E100	R50	3600 rpm	WOT	0,26	2746	9,0	92	9,2	10,4	500,7	1,0
-	GNV_E100	R50	3600 rpm	4 bar	0,20	1288	8,8	106	7,5	6,9	517,8	1,2
-	GNV_E100	R50	3600 rpm	WOT	0,31	2435	9,1	77	10,7	9,1	498,5	0,8
IEGR	E100	R100	1800 rpm	4 bar	0,14	728	9,8	139	5,2	2,9	571,4	1,6
IEGR	Biogas	R100	1800 rpm	4 bar	0,16	566	11,0	228	6,8	2,6	733,4	2,4
IEGR	GNV	R100	1800 rpm	4 bar	0,22	959	7,8	262	8,3	3,9	467,5	2,5
IEGR	Biogas_E100	R25	1800 rpm	4 bar	0,17	663	10,0	140	5,7	2,7	600,4	1,3
IEGR	Biogas_E100	R50	1800 rpm	4 bar	0,18	618	10,3	137	7,2	2,6	636,1	1,2
IEGR	GNV_E100	R25	1800 rpm	4 bar	0,17	701	9,4	112	6,3	2,8	547,9	1,3
IEGR	GNV_E100	R50	1800 rpm	4 bar	0,25	725	8,9	164	9,3	2,9	528,9	1,5

Tabela com grandezas medidas e calculadas dos ensaios

Condição	Combustível	Razão	Regime de rotação	Carga	SOI líquido [°]	SOI gás [°]	Pressão de injeção líquido [bar]	Pressão de injeção gás [bar]	Vazão mássica de líquido [kg/h]	Vazão mássica de gás [kg/h]	Vazão mássica de ar [kg/h]	Umidade relativa [%]	Pressão barométrica [bar]	Pressão na admissão [bar]	Temperatura na admissão [°C]	Pressão no escapamento [bar]	Temperatura de escapamento [°C]	Temperatura da água de arrefecimento [°C]	Temperatura do óleo lubrificante [°C]	Temperatura do combustível [°C]
-	E100	R100	1800 rpm	4 bar	-540	0	3,8	5	1,19	0,00	10,2	44	0,92	0,56	29	1,05	550	90	90	20
-	E100	R100	1800 rpm	WOT	-540	0	3,8	5	2,30	0,00	19,4	40	0,92	0,96	33	1,16	592	91	90	20
-	E100	R100	3600 rpm	4 bar	-540	0	3,8	5	2,21	0,00	19,1	32	0,92	0,58	34	0,90	667	90	90	20
-	E100	R100	3600 rpm	WOT	-540	0	3,8	5	4,72	0,00	40,6	38	0,92	0,96	34	0,88	700	90	90	20
-	Biogás	R100	1800 rpm	4 bar	0	120	3,8	5	0,00	1,65	11,5	53	0,92	0,64	27	0,99	549	90	89	20
-	Biogás	R100	1800 rpm	WOT	0	100	3,8	5	0,00	2,82	19,6	52	0,92	0,97	28	1,10	572	90	89	20
-	Biogás	R100	3600 rpm	4 bar	0	300	3,8	5	0,00	5,89	40,9	52	0,92	0,97	28	0,68	674	90	90	20
-	GNV	R100	1800 rpm	4 bar	0	240	3,8	5	0,00	0,65	11,1	41	0,92	0,61	28	0,99	559	90	90	20
-	GNV	R100	1800 rpm	WOT	0	250	3,8	5	0,00	1,12	19,1	43	0,92	0,96	28	1,17	584	90	90	20
-	GNV	R100	3600 rpm	4 bar	0	300	3,8	5	0,00	1,20	20,4	40	0,92	0,61	28	0,90	667	90	90	20
-	GNV	R100	3600 rpm	WOT	0	305	3,8	5	0,00	2,31	39,5	42	0,92	0,95	28	0,70	688	90	90	20
-	Biogás E100	R25	1800 rpm	4 bar	-540	120	3,8	5	0,95	0,29	10,3	56	0,92	0,57	25	0,99	558	91	90	20
-	Biogás E100	R25	1800 rpm	WOT	-540	100	3,8	5	1,86	0,46	19,4	56	0,92	0,96	26	1,12	587	91	90	20
-	Biogás E100	R25	3600 rpm	4 bar	-540	150	3,8	5	1,81	0,31	17,9	55	0,92	0,54	26	0,94	659	91	89	20
-	Biogás E100	R25	3600 rpm	WOT	-540	150	3,8	5	3,83	0,94	39,8	56	0,92	0,95	27	0,71	686	90	89	20
-	Biogás E100	R50	1800 rpm	4 bar	-540	120	3,8	5	0,58	0,81	10,6	54	0,92	0,59	26	0,99	553	91	90	20
-	Biogás E100	R50	1800 rpm	WOT	-540	100	3,8	5	1,24	1,26	19,5	54	0,92	0,97	27	1,19	585	90	89	20
-	Biogás E100	R50	3600 rpm	4 bar	-540	300	3,8	5	1,03	1,52	19,5	55	0,92	0,59	26	0,92	662	91	90	20
-	Biogás E100	R50	3600 rpm	WOT	-540	150	3,8	5	2,56	2,55	40,0	54	0,92	0,96	27	0,86	684	90	90	20
-	GNV E100	R25	1800 rpm	4 bar	-540	290	3,8	5	0,99	0,10	10,4	43	0,92	0,57	26	1,00	556	90	89	20
-	GNV E100	R25	1800 rpm	WOT	-540	300	3,8	5	1,77	0,22	19,2	44	0,92	0,96	27	1,15	588	92	90	20
-	GNV E100	R25	3600 rpm	4 bar	-540	290	3,8	5	1,86	0,15	18,8	43	0,92	0,57	26	0,93	664	91	90	20
-	GNV E100	R25	3600 rpm	WOT	-540	300	3,8	5	3,68	0,45	39,7	43	0,92	0,95	27	0,78	690	90	90	20
-	GNV E100	R50	1800 rpm	4 bar	-540	280	3,8	5	0,70	0,28	10,8	41	0,92	0,60	31	1,03	558	90	90	20
-	GNV E100	R50	1800 rpm	WOT	-540	280	3,8	5	1,18	0,54	19,4	43	0,92	0,97	30	1,10	583	92	90	20
-	GNV E100	R50	3600 rpm	4 bar	-540	300	3,8	5	1,29	0,51	19,9	40	0,92	0,60	27	0,92	670	90	90	20
-	GNV E100	R50	3600 rpm	WOT	-540	290	3,8	5	2,51	1,05	40,5	38	0,92	0,96	32	0,68	697	90	90	20
IEGR	E100	R100	1800 rpm	4 bar	-540	0	3,8	5	1,11	0,00	9,7	44	0,92	0,64	29	0,92	518	90	90	20
IEGR	Biogás	R100	1800 rpm	4 bar	0	120	3,8	5	0,00	1,57	10,9	40	0,92	0,71	30	0,91	530	90	89	20
IEGR	GNV	R100	1800 rpm	4 bar	0	240	3,8	5	0,00	0,61	10,4	37	0,92	0,68	32	0,96	525	90	90	20
IEGR	Biogás E100	R25	1800 rpm	4 bar	-540	120	3,8	5	0,87	0,32	9,8	43	0,92	0,64	29	0,91	515	90	90	20
IEGR	Biogás E100	R50	1800 rpm	4 bar	-540	120	3,8	5	0,62	0,68	10,2	42	0,92	0,67	29	0,90	516	90	89	20
IEGR	GNV E100	R25	1800 rpm	4 bar	-540	190	3,8	5	0,91	0,11	9,8	44	0,92	0,64	29	0,91	524	91	90	20
IEGR	GNV E100	R50	1800 rpm	4 bar	-540	190	3,8	5	0,61	0,28	10,1	42	0,92	0,66	30	0,93	525	90	90	20