

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

**VIABILIDADE TÉCNICO-ECONÔMICA DO USO DO  
ETANOL SUPER-HIDRATADO EM MOTORES DE  
CICLO OTTO**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Joelson Almeida Bilhão**

**Santa Maria, RS, Brasil  
2015**

# **VIABILIDADE TÉCNICO-ECONÔMICA DO USO DO ETANOL SUPER-HIDRATADO EM MOTORES DE CICLO OTTO**

**Joelson Almeida Bilhão**

Dissertação apresentada ao Curso de Pós-Graduação em Engenharia de Produção, Área de Concentração em Mobilidade Sustentável, da Universidade Federal de Santa Maria, como requisito parcial para a obtenção de grau de **Mestre em Engenharia de Produção**

**Orientador: Prof. Dr. Mario Eduardo Santos Martins**

**Santa Maria, RS, Brasil  
2015**

Bilhão, Joelson Almeida  
Viabilidade do uso do etanol super-hidratado em motores ciclo Otto /  
Joelson Almeida Bilhão.-2015.  
95 p.; 30cm

Orientador: Mario Eduardo Santos Martins  
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa  
Maria, Centro de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em  
Engenharia de Produção, RS, 2015

1. Etanol Super-hidratado 2. Motores de Combustão Interna  
3. Mobilidade Sustentável I. Martins, Mario Eduardo Santos

Ficha catalográfica elaborada através do Programa de Geração Automática da  
Biblioteca Central da UFSM, com os dados fornecidos pelo autor.

---

© 2015

Todos os direitos autorais reservados a Joelson Almeida Bilhão. A reprodução de partes ou do todo  
deste trabalho só poderá ser feita mediante a citação da fonte.

Endereço: Av. Roraima, n. 1000, Bairro Camobi, Santa Maria, RS. CEP: 97105-900

Fone: 55 3222-8000; E-mail: jbilhao@ufsm.br

---

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

A Comissão Examinadora, abaixo assinada,  
aprova a Dissertação de Mestrado

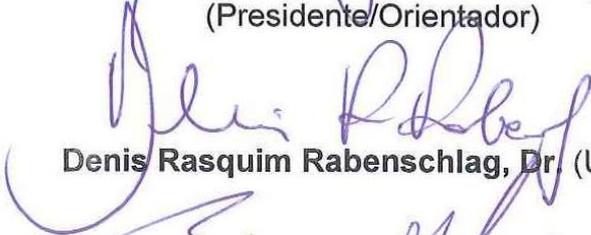
**VIABILIDADE TÉCNICO-ECONÔMICA DO USO DO ETANOL SUPER-  
HIDRATADO EM MOTORES DE CICLO OTTO**

elaborado por  
**Joelson Almeida Bilhão**

como requisito parcial para obtenção de grau de  
**Mestre em Engenharia de Produção**

**COMISSÃO EXAMINADORA**

  
**Mário Eduardo Santos Martins, Dr. (UFSM)**  
(Presidente/Orientador)

  
**Denis Rasquim Rabenschlag, Dr. (UFSM)**

  
**Paulo Romeu Moreira Machado, Dr. (UFSM)**

Santa Maria, 09 de abril de 2015.

“O perigo dos livros de regras é que oferecem a ilusão que levar uma vida normal é uma tarefa simples, que o mundo existe apenas em preto e branco.  
Bem vindo aos tons de cinza.”

Autor desconhecido

# RESUMO

Dissertação de Mestrado  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção  
Universidade Federal de Santa Maria

## **VIABILIDADE TÉCNICO-ECONÔMICA DO USO DO ETANOL SUPER-HIDRATADO EM MOTORES DE CICLO OTTO**

AUTOR: JOELSON ALMEIDA BILHÃO

ORIENTADOR: MARIO EDUARDO SANTOS MARTINS

Data e Local da Defesa: Santa Maria, 09 de abril de 2015.

Pesquisas recentes têm mostrado que não existirá uma fonte única de energia no futuro, mas que esta será bastante diversificada, com alternativas locais específicas, principalmente em se tratando de combustíveis renováveis. Neste contexto o Brasil se insere muito bem devido seus antecedentes de uso intenso de etanol como combustível para motores automotivos. O etanol é o mais comum dos álcoois e amplamente utilizado como combustível automotivo na forma hidratada ou anidro misturado à gasolina. Porém o elevado custo para se obter o etanol hidratado com um teor alcoólico de 92,5 a 93,8 °INPM é um fator limitante para seu uso. Considerando-se que grande parte da energia necessária para o processamento de fermentação de etanol é gasta em destilação e desidratação, a possibilidade de uso de etanol com maiores porcentagens de água nos motores ciclo Otto favorece consideravelmente o balanço de energia em função do menor custo de obtenção. Este trabalho técnico econômico propõe o estudo de análises de desempenho de um motor de ignição por centelha operando com etanol super-hidratado nas proporções de 10, 15 e 20% de água em volume, com o foco na redução de energia para a produção e, conseqüentemente, redução do custo de operação. Neste motor são exploradas, através de testes experimentais, alternativas de calibração do sistema de gerenciamento eletrônico programável, buscando parâmetros otimizados para melhoria de desempenho. Este estudo estima que o etanol com o teor alcóólico tão baixo quanto o E85W15 se comporta como um combustível economicamente viável e é recomendado como um meio de aumentar o retorno econômico ao utilizar etanol como combustível.

**Palavras-chave:** Etanol Combustível. Motores de Combustão Interna. Mobilidade Sustentável.

## **ABSTRACT**

Master's Degree Dissertation  
Postgraduate Program in Production Engineering  
Universidade Federal de Santa Maria

### **TECHNICAL-ECONOMIC FEASIBILITY OF USE ETHANOL SUPER-HYDRATED IN ENGINES OTTO CYCLE**

AUTHOR: JOELSON ALMEIDA BILHÃO

ADVISER: MARIO EDUARDO SANTOS MARTINS

Defense place and date: Santa Maria, April, 09<sup>th</sup>, 2015.

Recent researches have shown that there will be not a single source of energy in the future, but this will be quite diverse, with specific local alternatives, especially when it comes to renewable fuels. In this context, Brazil fits nicely in your experience of intense use of ethanol as a fuel for automotive engines. Ethanol is the most common alcohols and widely used as automotive fuel in hydrated or anhydrous form mixed with gasoline. But the high cost to obtain hydrous ethanol with an alcoholic strength from 92.5 to 93.8 ° INPM is a limiting factor for its use. Considering that much of the energy required for ethanol fermentation processing is spent on distillation and dehydration, the possibility of ethanol use with higher water percentages in Otto cycle engines considerably favors the energy balance due to the lower cost obtaining. This economic technical work proposes the analysis performance of a spark-ignition engine running on super-hydrated ethanol in proportions of 10, 15 and 20% of volume in water, with a focus on reduction of energy for the production and consequently reducing the cost of operation. In this engine are explored through experimental testing, calibration alternatives programmable electronic management system, seeking optimized parameters for performance improvement. This study estimates that ethanol with alcohol content as low as the E85W15 behaves as an economically viable fuel and is recommended as a means of increasing the economic return when using ethanol as fuel.

Keywords: Ethanol Fuel. Internal Combustion Engines. Sustainable Mobility.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Tempos de um motor de combustão interna com ignição por centelha	24
Figura 2 – Diagramas P-V e T-S do ciclo padrão de Otto	24
Figura 3 – Rendimento térmico do ciclo padrão de Otto em função da razão de compressão	27
Figura 4 – Sequência que demonstra uma das formas de ocorrência da detonação	33
Figura 5 – Energia gasta na destilação em relação ao PCI (poder calorífico inferior) do etanol	38
Figura 6 – Comparação do balanço de energia líquido para etanol anidro e etanol com 35% de água em volume	39
Figura 7 – Gasto energético para o processamento de etanol de cana-de-açúcar (MJ/L)	40
Figura 8 – Distribuição dos custos por atividade na produção do etanol	40
Figura 9 – Relação entre o poder calorífico e a quantidade de água em volume no etanol	41
Figura 10 – Bancada de fluxo Motorpower 160	47
Figura 11 – Sistema de injeção MegaSquirt-III EFI	48
Figura 12 – Sensor lambda wideband e condicionador de sinal	49
Figura 13 – Placa de aquisição NI USB-6351	49
Figura 14 – Detalhe do sensor de pressão instalado no motor de testes	50
Figura 15 – Dinamômetro de correntes parasitas MWD modelo NL-260-E em fase de instalação	51
Figura 16 – Controle da célula de testes	52
Figura 17 – Mensuração da densidade das amostras de combustível	53
Figura 18 – Instalação do adaptador para o sensor de pressão da câmara de combustão	55
Figura 19 – Motor de testes acoplado ao dinamômetro	55
Figura 20 – Balança utilizada para mensuração do consumo de combustível	56
Figura 21 – Interface do software EFI Analytics TunerStudio	58
Figura 22 – Interface do software MegaLogViewer	58
Figura 23 – Valores de ponto de ignição para cada condição de funcionamento	59
Figura 24 – Valores para injeção de combustível em cada condição de funcionamento	60
Figura 25 – Variação de potência – E95W5	68
Figura 26 – Variação de torque - E95W5	68

Figura 27 – Variação de potência – E90W10.....	69
Figura 28 – Variação de torque – E90W10 .....	69
Figura 29 – Variação de potência – E95W15.....	70
Figura 30 – Variação de torque – E95W15 .....	71
Figura 31 – Variação de potência – E80W20.....	72
Figura 32 – Variação de torque – E80W20 .....	72
Figura 33 – Comparativo entre as variações de pressão para 3000 rpm.....	73
Figura 34 – Comparativo entre as variações de pressão para 4000 rpm.....	74
Figura 35 – Comparativo entre as variações de pressão para 5000 rpm.....	74
Figura 36 – Energia gasta na destilação em relação ao poder calorífico inferior do etanol .....	80
Figura 37 – Comparação entre as amostras de óleo lubrificante .....	83
Figura 38 – Amostra do óleo lubrificante utilizado nos ensaios do E90W10 e do E85W15 .....	84
Figura 39 – Formação excessiva de depósitos na tampa de válvulas .....	85
Figura 40 – Pontos de corrosão nas válvulas e nas velas de ignição .....	85

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Ordem cronológica acerca da quantidade das publicações selecionadas .....	64
Tabela 2 – Periódicos, classificação Qualis e quantidade de artigos selecionados .	65
Tabela 3 – Resultados de potência e torque.....	66
Tabela 4 – Diferença do etanol super-hidratado em relação ao EHC .....	67
Tabela 5 – Dados coletados e calculados para o E95W5.....	75
Tabela 6 – Dados coletados e calculados para o E90W10.....	76
Tabela 7 – Dados coletados e calculados para o E85W15.....	76
Tabela 8 – Dados coletados e calculados para o E80W20.....	77
Tabela 9 – Densidade e poder calorífico das amostras de combustível .....	78
Tabela 10 –Rendimento térmico do motor nos pontos de controle para todos os combustíveis utilizados .....	79
Tabela 11 –Cálculo da energia gasta na destilação em Megajoules por litro.....	80
Tabela 12 –Estimativa do custo da produção do etanol super-hidratado.....	81
Tabela 13 –Comparação entre o custo estimado do litro do etanol super-hidratado e o consumo específico para cada amostra .....	82

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Especificações motor AP 1600 modificado .....	54
Quadro 2 – Principais temas abordados .....	61
Quadro 3 – Coleções e quantidade de artigos encontrados .....	62
Quadro 4 – Autores com mais de um artigo selecionado.....	63

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

°GL	Graus Gay Lussac (fração de volume)
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
BP	<i>British Petroleum</i>
CO	Monóxido de carbono
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
CONAB	Companhia Nacional de Abastecimento
<i>Downsizing</i>	Motores menores sobrealimentados com a mesma potência de motores maiores normalmente aspirados
EAC	Etanol anidro combustível
ECU	Engine control unit
EFI	Electronic fuel injection
EHC	Etanol hidratado combustível
Embrapa	Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária
E80W20	Mistura de 80% Etanol e 20% de água em volume
E85W15	Mistura de 85% Etanol e 15% de água em volume
E90W10	Mistura de 90% Etanol e 10% de água em volume
E95W5	Mistura de 95% Etanol e 5% de água em volume (etanol combustível)
<i>F/A</i>	Relação Combustível Ar ( <i>fuel/air</i> )
HC	Hidrocarbonetos
HCCI	Ignição por compressão de carga homogênea ( <i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i> )
INPM	Instituto Nacional de Pesos e Medidas
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MBT	Mínimo avanço de ignição para máximo <i>brake</i> torque ( <i>Minimum spark advance for maximum brake torque</i> )
NBR	Norma Brasileira Regulamentadora
NO <sub>x</sub>	Óxidos de nitrogênio
OPEP	Organização dos Países Exportadores de Petróleo
PCI	Poder calorífico inferior do combustível
PROALCOOL	Programa Nacional do Alcool
PFI	Injeção de combustível na porta de admissão ( <i>Port Fuel Injection</i> )
rpm	Rotações por minuto
SI	Ignição por centelha ( <i>Spark Ignition</i> )
PMS	Ponto morto superior
PMI	Ponto morto inferior (
TDI	<i>Turbocharged direct injection</i>
TPS	Sensor de posição da borboleta ( <i>Throttle Position Sensor</i> )
UFSM	Universidade Federal de Santa Maria

## LISTA DE SÍMBOLOS

$c_v$	Calor específico à volume constante [J/kg K]
$c_p$	Calor específico à pressão constante [J/kg K]
cc	Centímetros cúbicos
cm <sup>3</sup>	Centímetros cúbicos
g	Gramas
h	hora
J	Joule
k	Constante, que representa a razão dos calores específicos
kg	Quilograma
kW	Quilowatt
kW.h	Quilowatt-hora
L	Litro
M	Massa [kg]
MJ	Megajoule
mm	milímetros
$\dot{m}_f$	Fluxo de massa (g/s)
$N$	Velocidade de rotação (rev/s)
$P$	Potência (kW)
P	Pressão (Pa)
Pa	Pascal
Q	Calor transferido (J)
$Q_h$	calor fornecido pelo combustível (J)
$Q_{HV}$	Poder calorífico (MJ/kg)
r	Razão de compressão
$RC_D$	Razão de compressão dinâmica
$RC_G$	Razão de compressão geométrica
s	segundo
S	Entropia
$sfc$	consumo específico de combustível (g/kJ)
$T$	Temperatura (K)
$t$	Tempo (s)
$U$	Energia interna (J)
$V$	Volume [m <sup>3</sup> ]
$v$	Volume específico do fluido (m <sup>3</sup> /kg)
$V_{CB}$	Volume da câmara de combustão (dm <sup>3</sup> )
$V_{Cil}$	Volume do cilindro (dm <sup>3</sup> )
$V_d$	Volume deslocado (dm <sup>3</sup> )

$V_M$	Volume da massa de fluído de trabalho admitida (dm <sup>3</sup> )
$W$	Trabalho de fronteira realizado pelo fluido (J)
$W_{liq}$	Trabalho líquido do ciclo (J)
$\lambda$	Razão de excesso de ar na mistura combustível-ar
$\rho_{a,i}$	Densidade do ar admitido (kg/m <sup>3</sup> )
$\eta_f$	Eficiência de conversão do combustível ( <i>fuel conversion efficiency</i> )
$\eta_t$	Eficiência térmica
$\eta_v$	Eficiência volumétrica

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>16</b>
<b>1.1</b>	<b>Objetivos</b>	<b>19</b>
1.1.1	Objetivo geral	19
1.1.2	Objetivos específicos	19
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>21</b>
<b>2.1</b>	<b>Motores térmicos</b>	<b>21</b>
2.1.1	Ciclo padrão de Otto	23
2.1.2	Consumo específico de combustível e eficiência	28
2.1.3	Razão de Compressão	29
2.1.4	Detonação	31
2.1.5	Turbocompressor	33
<b>2.2</b>	<b>Etanol combustível</b>	<b>35</b>
<b>2.3</b>	<b>Etanol super-hidratado</b>	<b>37</b>
<b>2.4</b>	<b>Pesquisas relacionadas</b>	<b>41</b>
<b>3</b>	<b>MATERIAIS E MÉTODOS</b>	<b>46</b>
<b>3.1</b>	<b>Trabalho experimental</b>	<b>46</b>
<b>3.2</b>	<b>Local do experimento</b>	<b>46</b>
3.2.1	Dinamômetro	50
<b>3.3</b>	<b>Combustíveis</b>	<b>52</b>
3.3.1	Densidade das amostras de combustível	53
<b>3.4</b>	<b>Motor de testes</b>	<b>53</b>
<b>3.5</b>	<b>Mensuração do consumo de combustível</b>	<b>56</b>
<b>3.6</b>	<b>Gerenciamento da injeção eletrônica</b>	<b>57</b>
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	<b>61</b>
<b>4.1</b>	<b>Análise bibliométrica do contexto científico do emprego do etanol em motores</b>	<b>61</b>
<b>4.2</b>	<b>Dados de desempenho (potência e torque)</b>	<b>66</b>
4.2.1	Etanol hidratado com 5% de água em volume - E95W5	67
4.2.2	Etanol hidratado com 10% de água em volume - E90W10	69
4.2.3	Etanol hidratado com 15% de água em volume – E85W15	70
4.2.4	Etanol hidratado com 20% de água em volume – E80W20	71

<b>4.3</b>	<b>Variação de pressão no cilindro.....</b>	<b>73</b>
4.3.1	Comparação entre as variações de pressão obtidas .....	73
<b>4.4</b>	<b>Consumo .....</b>	<b>75</b>
4.4.1	A tabela 5 apresenta os valores de consumo para o E95W5 .....	75
4.4.2	A tabela 6 apresenta os valores de consumo para o E90W10 .....	76
4.4.3	A tabela 7 apresenta os valores de consumo para o E85W15 .....	76
4.4.4	A tabela 8 apresenta os valores de consumo para o E80W20 .....	77
<b>4.5</b>	<b>Densidade e poder calorífico inferior das amostras de combustível.....</b>	<b>77</b>
<b>4.6</b>	<b>Cálculo do rendimento térmico .....</b>	<b>78</b>
<b>4.7</b>	<b>Custo estimado do etanol super-hidratado .....</b>	<b>79</b>
<b>4.8</b>	<b>Viabilidade econômica do uso do etanol super-hidratado .....</b>	<b>82</b>
<b>4.9</b>	<b>Problemas na utilização do etanol super-hidratado .....</b>	<b>83</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>87</b>
5.1	Sugestões para trabalhos futuros .....	88
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>89</b>
	<b>APÊNDICES .....</b>	<b>95</b>

# 1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento humano, industrial e empresarial é historicamente atrelado à utilização e exploração de recursos minerais, fornecedores de matéria-prima das mais diversas, incluindo combustíveis (YANG, ZHOU, JACKSON, 2014). Atividades humanas, tais como, as queimas de combustíveis fósseis são a maior fonte de produção de gases de efeito estufa e, portanto, mudança climática. Se ações não forem tomadas, espera-se um aumento na temperatura superficial do globo terrestre de 1,4°C a 5,8°C até o ano de 2100 e com uma consequente elevação do nível dos oceanos entre 9 cm e 88 cm, decorrente do derretimento da calota polar (AGNEW, 2001).

Pesquisas têm mostrado que as fontes de energia serão bastante diversificadas, com alternativas locais específicas, geralmente em se tratando de combustíveis renováveis, muito dependentes do clima, solo, geografia, fatores políticos (AHMED; CAMERON, 2014; ELLABBAN; ABU-RUB; BLAABJERG, 2014). Neste contexto, o Brasil se insere muito bem, possui um alto potencial relativo às energias renováveis como hidráulica, eólica, solar e biomassa (MARTINS, ABREU, PEREIRA, 2012; GOMES et al., 2013).

O etanol caracteriza-se por ser um composto orgânico, obtido através da fermentação de substâncias amiláceas ou açucaradas, como a sacarose existente no caldo-de-cana, e também mediante processos sintéticos. É um líquido incolor, volátil, inflamável, solúvel em água, com cheiro e sabor característicos, sendo um produto de diversas aplicações no mercado, largamente utilizado como combustível automotivo na forma hidratada ou misturado à gasolina, merecendo destaque como uma das principais fontes energéticas do Brasil, além de ser renovável e pouco poluente. O Brasil lidera a produção mundial de cana-de-açúcar (principal matéria-prima do etanol), sendo essa uma indústria que movimenta vários bilhões de dólares por ano, representando assim, uma menor dependência do Brasil do petróleo.

O mercado de etanol combustível no Brasil movimentou cerca de 28 bilhões de litros em 2013/14, dos quais 11,8 bilhões foram de etanol anidro (CONAB, 2014). Embora esses números sejam altos ainda há necessidade de grandes investimentos para atender ao crescimento das demandas interna e externa. A alta do petróleo,

combinada com a difusão dos veículos bi-combustível, levam a estimativas de crescimento da ordem de 4 bilhões de litros ao ano, no consumo interno de etanol combustível (MILANEZ et al, 2010).

De acordo com pesquisas da Embrapa (2009), a substituição da gasolina pelo etanol de cana-de-açúcar pode reduzir em 80% as emissões de CO<sub>2</sub> na atmosfera, considerando a quantidade de gases de efeito estufa produzida em cada etapa do processamento do etanol e da gasolina.

Em relação ao meio ambiente, o uso de etanol, um combustível renovável e “neutro” do ponto de vista de emissões de carbono, é altamente desejável. Além de não contribuir para o aquecimento global, as emissões oriundas da queima do etanol em motores são significativamente menores e menos nocivas do que as provenientes da queima de gasolina e diesel (EMBRAPA, 2009).

Atualmente, de acordo com a Resolução ANP Nº 7, de 15.4.2013, que trata das especificações do Etanol Anidro Combustível (EAC) e do Etanol Hidratado Combustível (EHC), para uso combustível, a serem comercializados em todo território nacional, o etanol hidratado tem como especificação um teor alcoólico entre 92,5 a 93,8 °INPM, quando isento de hidrocarbonetos (ANP, 2014].

Considerando que grande parte da energia necessária para o processamento de fermentação de etanol é gasta em destilação e desidratação, o uso direto de etanol com maiores porcentagens de água nos motores ciclo Otto favorece consideravelmente o balanço de energia do etanol. Pesquisas anteriores determinaram a energia necessária para destilar uma mistura etanol-água de 80% a 96% da fração de volume, de onde se percebe que abaixo de 80% de etanol em água a destilação ocorre com gasto de energia de forma linear, desde os 12% iniciais. Porém, à medida que a concentração se aproxima do azeótropo (95,6%), o gasto de energia para destilação aumenta exponencialmente, a valores extremamente altos. Isto leva a concluir que o uso de etanol com maiores concentrações de água merece uma análise mais detalhada, com avaliação experimental de motores operando com esta condição (MARTINEZ-FRIAS, ACEVES, FLOWERS, 2007).

O uso global de combustíveis fósseis cresce constantemente desde que este recurso foi descoberto como uma fonte de energia. O uso destes combustíveis aumenta juntamente com o aumento do padrão de vida em todo o mundo. Com o aumento da população é natural que mais pessoas tenham acesso regular a

recursos como energia elétrica e transporte. No cenário mundial o consumo de combustíveis para o transporte é quase totalmente dependente dos combustíveis fósseis líquidos convencionais (BP, 2014).

Atualmente, o Brasil lidera a produção mundial de cana-de-açúcar (matéria-prima do etanol), sendo essa uma indústria que movimentava bilhões de dólares por ano, representando assim, uma menor dependência do Brasil ao petróleo (BILHÃO; SCHRIPE; MARTINS, 2014; MORAES et al., 2014; PAULINO, 2014).

Complementarmente, a mobilidade sustentável é um desafio para políticas urbanas e ambientais no país, tendo em vista os fatores culturais, econômicos e sociais (MIRANDA; SILVA, 2012). Por um lado, cresce significativamente a quantidade de veículos motorizados no país, seja individual ou referente ao transporte de cargas (MOEINADDINI; ASADI-SHEKARI; SHAH, 2015); por outro lado, danos ambientais resultantes das atividades motorizadas são amplamente conhecidos (MALHADO; ARAUJO; LADLE, 2013). Uma solução para esse impasse é a pesquisa e desenvolvimento de combustíveis “limpos” e renováveis, como o etanol, conjuntamente com motores mais eficientes, tendo em foco que ambos os aspectos necessitam ser viáveis economicamente (BILHÃO; SCHRIPE; MARTINS, 2014).

Tendo em vista tais argumentos, pesquisas relacionadas com a análise da eficiência do etanol super-hidratado (etanol com maiores concentrações de água do que a definida pela ANP) em motores ciclo Otto podem indicar uma solução com apelo ambiental e econômico. Não obstante, podem satisfazer ainda os princípios do tripé da sustentabilidade (*triple bottom line*); visto que, de acordo com Elkington (1998) e Kucukvar, Egilmez e Tatari (2014) visam dar soluções que atentem aos critérios econômicos, sociais e ambientais concomitantemente.

O desenvolvimento de alternativas aos combustíveis fósseis promove o crescimento econômico local. A variedade de alternativas potenciais é grande. Cada região tem um conjunto único de recursos de energia alternativa. Sendo que os avanços tecnológicos na área de motores de combustão interna apontam para o uso racional dos recursos energéticos e redução de emissões de poluentes, motivados por legislações cada vez mais restritivas, constata-se a necessidade de se ter uma base de conhecimentos acerca do uso do etanol super-hidratado que visem aperfeiçoar o aproveitamento dos recursos energéticos, diminuindo custos de produção.

A proposta de realizar ensaios com etanol super-hidratado é originária da necessidade de obtenção de parâmetros para comparação e estudo visando à possibilidade de se melhorar o balanço energético, com menor custo para utilização.

Este trabalho de pesquisa limitou-se a avaliar o desempenho de um motor de ciclo Otto, com gerenciamento eletrônico programável do motor, em funcionamento com misturas de etanol e água nas concentrações de 5, 10, 15 e 20% de água em volume.

## **1.1 Objetivos**

### 1.1.1 Objetivo geral

Avaliar a influência da concentração de água no etanol sobre o comportamento de motores ciclo Otto, por meio da variação dos parâmetros de calibração do sistema de gerenciamento eletrônico do motor em ensaios dinamométricos.

### 1.1.2 Objetivos específicos

No intuito de atingir o objetivo geral, se dispõe dos seguintes objetivos específicos:

- a) Realizar uma revisão do estado da arte sobre motores e etanol;
- b) Realizar ensaios de desempenho em bancada em um motor ciclo Otto com etanol com diferentes concentrações de água;
- c) Comparar a eficiência térmica do motor para as diversas misturas combustíveis utilizadas;
- d) Verificar a viabilidade econômica do uso do etanol super-hidratado quando comparado ao etanol combustível; e

- e) Verificar a melhor solução aplicável a um motor considerando o compromisso entre custo e desempenho.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Motores térmicos

Motores térmicos são definidos, segundo Giacosa (1996), como máquinas que têm por objetivo transformar energia calorífica em energia mecânica útil. Do ponto de vista termodinâmico, Van Wylen, Sonntag e Borngnakke (1995) definem motor térmico como um sistema que opera segundo um ciclo, realizando um trabalho líquido positivo e trocando um calor líquido positivo, ou seja, uma máquina térmica pode ser definida como um dispositivo que, operando sob um ciclo termodinâmico, realiza trabalho líquido positivo à custa de transferência de calor de um corpo em temperatura elevada para um corpo em temperatura baixa.

Frequentemente a denominação “máquina térmica” é usada num sentido mais amplo para designar todos os dispositivos que produzem trabalho através da troca de calor ou da combustão, mesmo que o dispositivo não opere segundo um ciclo termodinâmico. O motor de combustão interna alternativo e a turbina a gás são exemplos típicos desse tipo de dispositivo e a denominação é aceitável nestes casos.

Nos motores de combustão interna o fluido ativo é uma mistura de ar e combustível que sofre transformações físicas e químicas em presença de elementos móveis que irão transformar a energia liberada em trabalho mecânico útil. Após um processo de combustão, a liberação da energia calorífica do combustível eleva a temperatura dos gases resultantes que se expandem e realizam trabalho.

A mistura ar/combustível ou fluido de trabalho passa por mudanças na sua composição após a combustão, variando de ar mais combustível para uma gama de produtos da combustão, os chamados gases residuais.

Devido ao fato de que o fluido de trabalho não passa por um ciclo termodinâmico completo, apesar de o motor operar segundo um ciclo mecânico, o motor de combustão interna opera segundo um ciclo aberto. Entretanto, para a análise dos motores de combustão interna, é vantajoso conceber ciclos fechados e idealizados que se aproximam dos ciclos abertos.

Uma destas aproximações é o ciclo padrão de ar. Como exemplos de ciclos padrões de ar têm-se: ciclo padrão de Carnot, ciclo padrão de Diesel e o ciclo padrão de Otto. Os motores alternativos são classificados segundo a forma com que se dá o processo de combustão, podendo ser de ignição por centelha ou por compressão.

Nos motores de ignição por compressões ideais a combustão ocorre à pressão constante, segundo um ciclo desenvolvido por Rudolph Diesel em meados de 1892, enquanto que nos motores de ignição por centelha a combustão se dá à volume constante, sendo que este ciclo foi proposto em 1862 por Nicolaus August Otto.

O enunciado de Kelvin-Planck, para a segunda lei da termodinâmica, diz ser impossível construir um dispositivo que operando um ciclo termodinâmico, não produza outros efeitos além de trabalho e troca de calor com um único reservatório térmico. Pode-se, assim, estabelecer que é impossível construir uma máquina térmica que opere segundo um ciclo recebendo uma dada quantidade de calor de um corpo a alta temperatura e que produza igual quantidade de trabalho.

Isso significa dizer que não se pode construir uma máquina térmica com rendimento de 100%.

Segundo Taylor (1998), a eficiência térmica (rendimento) de uma máquina térmica é definida pela razão entre a energia liberada e a energia de entrada, sendo que a energia liberada corresponde ao trabalho líquido e a energia de entrada ao calor fornecido pelo combustível.

$$\eta_t = \frac{W_{liq}}{Q_h} \quad (1)$$

Onde  $\eta_t$  é a eficiência térmica,  $W_{liq}$  é o trabalho líquido do ciclo e  $Q_h$  é o calor fornecido pelo combustível.

### 2.1.1 Ciclo padrão de Otto

O ciclo padrão de Otto é um ciclo ideal que se aproxima do motor de combustão interna de ignição por centelha. Segundo Moran e Shapiro (2009), o ciclo padrão é um ciclo ideal que assume que o calor é transferido instantaneamente enquanto o pistão está no ponto morto superior.

A análise do ciclo de Otto como um ciclo-padrão de ar operando segundo um ciclo fechado necessita algumas aproximações:

- a) o fluido de trabalho é uma massa fixa de ar que é considerado como um gás perfeito;
- b) o processo de combustão é substituído por um processo de transferência de calor de uma fonte externa, a volume constante;
- c) o ciclo é completado pela transferência de calor ao meio envolvente, também a volume constante;
- d) todos os processos internos são reversíveis;
- d) o calor específico do ar é constante.

Para que se tenha a produção contínua de trabalho pelo motor é necessário que o mesmo seja alimentado também de forma contínua pelo seu fluido ativo que no caso é uma mistura de ar e de combustível pré-formada fora do motor.

Os eventos de um motor de combustão interna real de quatro tempos estão representados na figura 1, que ilustra as respectivas posições e movimentos do pistão. Nota-se que neste motor o ciclo é aberto, pois ocorre um fluxo de massa quando as válvulas abrem durante a admissão e a exaustão.

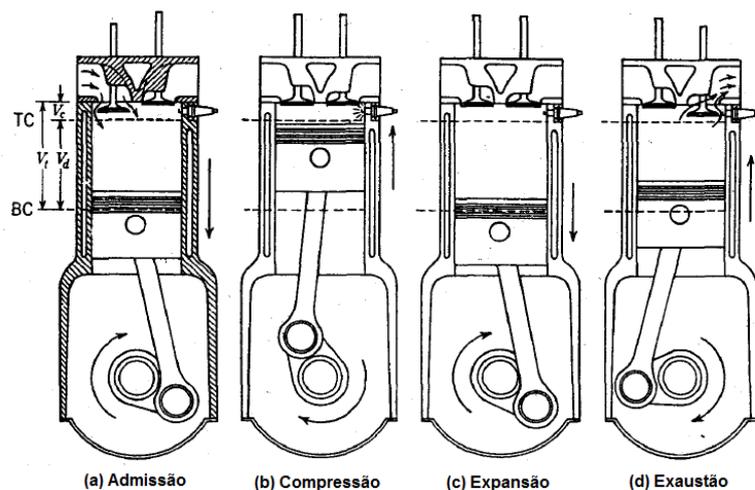


Figura 1 – Tempos de um motor de combustão interna com ignição por centelha

Fonte: Adaptado de Heywood, (1998).

O ciclo de Otto está representado nos diagramas P-V e T-S da figura 2. O processo 1-2 é uma compressão isentrópica adiabática quando o pistão se move do ponto morto inferior para o ponto morto superior, ou seja, é o trabalho realizado pelo pistão ( $W_{12}$ ) (VAN WYLEN; SONNTAG; BORNGNAKKE, 1995).

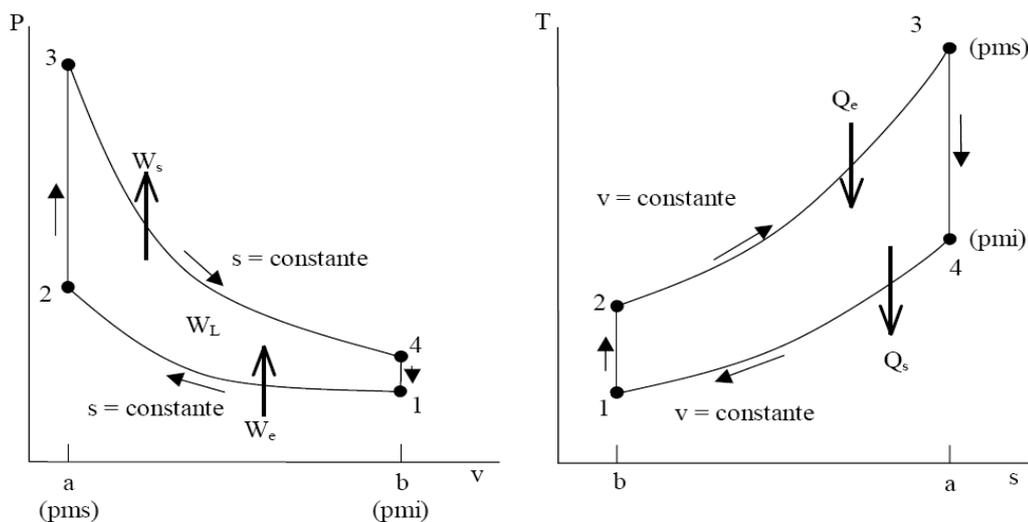


Figura 2 – Diagramas P-V e T-S do ciclo padrão de Otto

Fonte: Van Wylen, Sonntag e Borngnakke (1995).

No processo 2-3 ocorre a transferência de calor a volume constante (“ $Q_{23}$ ”), representando a ignição da mistura ar-combustível com conseqüente combustão instantânea.

O processo 3-4 é uma expansão isentrópica adiabática, correspondente ao trabalho (“ $W_{34}$ ”) produzido pelos produtos da combustão e o ciclo se fecha no processo 4-1, onde ocorre a rejeição de calor do ar (“ $Q_{41}$ ”) instantaneamente enquanto o pistão está no ponto morto inferior.

Sendo o ciclo padrão de Otto composto de processos reversíveis fechados, as áreas no diagrama T-S e P-V podem ser tomados como o calor e trabalho envolvidos respectivamente.

No diagrama T-S a área 2-3-a-b-2 representa o calor fornecido por unidade de massa, a área 1-4- a-b-1 o calor rejeitado por unidade de massa. No diagrama P-V a área 1-2-a-b-1 representa o trabalho por unidade de massa durante o processo de compressão, a área 3-4-b-a-3 o trabalho por unidade de massa durante o processo de expansão. A área fechada em cada diagrama pode ser interpretada como trabalho liberado ou calor fornecido.

No diagrama P-V, verifica-se que o ciclo foi tomado como de entropia constante, no diagrama T-S o ciclo foi tomado como de volume constante, e, nos processos 1-2 e 3-4, existe trabalho sem transferência de calor. Já nos processos 2-3 e 4-1 acontece o contrário, não existe trabalho, somente transferência de calor.

As expressões para essa transferência de energia podem ser obtidas pela redução das equações do balanço de energia, considerando que as variações da energia cinética e potencial são desprezíveis. Obtém-se então,

$$W_{12} = U_2 - U_1, \quad W_{34} = U_3 - U_4, \quad Q_{23} = U_3 - U_2, \quad Q_{41} = U_4 - U_1 \quad (2)$$

Onde  $U$  é a energia interna e  $W$  e  $Q$  o trabalho e o calor transferido nos respectivos processos. Por se tratar de um ciclo ideal e, portanto, o fluido de trabalho ser um gás perfeito, a variação da energia interna a volume constante durante o processo 2-3 equivale a energia térmica fornecida ao ciclo e é dada por:

$$Q_{23} = U_3 - U_2 = c_v(T_3 - T_2) \quad (3)$$

Onde  $c_v$  é o calor específico do ar, admitido como constante,  $T_2$  e  $T_3$  as temperaturas inicial e final do processo.

Analogamente, para o processo 4-1, que é onde ocorre a rejeição de calor do ar, encontra-se a seguinte equação:

$$Q_{41} = U_4 - U_1 = c_v(T_4 - T_1) \quad (4)$$

O trabalho líquido do ciclo pode ser obtido pela diferença entre o trabalho produzido na combustão pelo trabalho de compressão:

$$W_{ciclo} = W_{34} - W_{12} = (U_3 - U_4) - (U_2 - U_1) \quad (5)$$

Outra forma de se obter o trabalho do ciclo é através da diferença entre as energias fornecida e rejeitada:

$$W_{ciclo} = Q_{23} - Q_{41} = (U_3 - U_2) - (U_4 - U_1) \quad (6)$$

Considerando que a eficiência térmica do ciclo é a razão entre o trabalho do ciclo e a energia fornecida ao ciclo, a partir das equações 3 e 6 encontra-se a seguinte expressão para a eficiência térmica:

$$\eta_t = \frac{(Q_{23} - Q_{41})}{Q_{23}} = \frac{c_v(T_3 - T_2) - c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (7)$$

Para as transformações isentrópicas adiabáticas dos processos de compressão 1-2 e de expansão 3-4 observa-se que:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = r^{k-1} \quad (8)$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = \frac{1}{r^{k-1}} \quad (9)$$

Onde  $r$  representa a razão de compressão e  $k$  é uma constante, que representa a razão dos calores específicos ( $k = c_p/c_v$ ).

Das equações 8 e 9 conclui-se que:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad (10)$$

Então a eficiência térmica do ciclo pode ser tomada como,

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - (r)^{1-k} = 1 - \frac{1}{(r)^{k-1}} \quad (k = \text{constante}) \quad (11)$$

Pela equação 11, (VAN WYLEN; SONNTAG; BORNGNAKKE, 1995). conclui-se que o rendimento térmico do ciclo padrão de Otto depende apenas da razão de compressão e que o rendimento aumenta com o aumento desta razão. A figura 3 apresenta um gráfico para o rendimento térmico em função da razão de compressão.

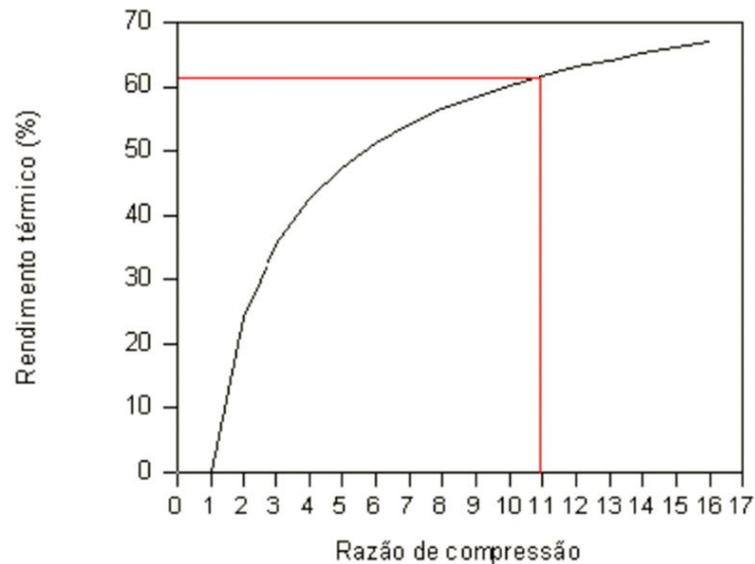


Figura 3 – Rendimento térmico do ciclo padrão de Otto em função da razão de compressão

Fonte: Stone (1999).

### 2.1.2 Consumo específico de combustível e eficiência

Normalmente em ensaios de motores, o consumo de combustível é medido através fluxo de massa de combustível por uma unidade de tempo, denominado taxa de fluxo. Heywood (1998) define que o parâmetro mais útil a utilizar-se é o consumo específico de combustível, *sfc* (*specific fuel consumption*), que é a taxa de fluxo por unidade de produção de energia. Esse parâmetro mede o quão eficiente um motor é usando o combustível fornecido para produzir trabalho. O consumo específico de combustível é dado por:

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (11)$$

Onde:

$sfc$  = consumo específico de combustível (g/kJ)

$\dot{m}_f$  = fluxo de massa (g/s)

$P$  = Potência (kW)

Como o consumo específico de combustível apresenta unidades, um parâmetro adimensional que relacione a taxa de fluxo necessária com a potência desejada do motor é mais interessante. A proporção do trabalho produzido por ciclo para a quantidade de energia de combustível fornecida para o processo de combustão é habitualmente utilizado para esse fim. É uma medida de eficiência do motor. A energia de combustível fornecida, que pode ser liberada pela combustão é dada pela massa do combustível fornecida por ciclo ao motor vezes o poder calorífico do combustível, ( $Q_{HV}$ ). O poder calorífico de um combustível define seu conteúdo energético e é determinado através de ensaios normalizados (HEYWOOD, 1988)

A medida de eficiência de um motor é chamada de *fuel conversion efficiency*,  $\eta_f$ , e é dado por:

$$\eta_f = \frac{P}{\dot{m}_f \cdot Q_{HV}} \quad (12)$$

Onde:

$\eta_f$  = eficiência

$\dot{m}_f$  = fluxo de massa (g/s)

$P$  = Potência (kW)

$Q_{HV}$  = Poder calorífico (MJ/kg)

Substituindo 11 em 12, e transformando as unidades, tem-se:

$$\eta_f = \frac{3600}{sfc \cdot Q_{HV}} \quad (13)$$

Onde:

$\eta_f$  = eficiência

$sfc$  = consumo específico de combustível (g/kW.h)

$Q_{HV}$  = Poder calorífico (MJ/kg)

### 2.1.3 Razão de Compressão

Segundo Stone (1999), em motores térmicos a razão de compressão é definida pela razão entre o volume de fluido de trabalho admitido pelo cilindro e o volume total da câmara de combustão. Normalmente os motores têm como especificação, um valor de razão de compressão, um valor geométrico, que considera uma relação entre o volume de deslocamento do pistão e o volume da câmara de combustão, através da seguinte expressão:

$$RC_G = \frac{V_{CB} + V_{Cil}}{V_{CB}} \quad (14)$$

Onde  $RC_G$  é a razão de compressão geométrica,  $V_{CB}$  é o volume da câmara de combustão e  $V_{Cil}$  é o volume do cilindro.

Porém, na prática, não ocorre dessa maneira, pois a massa de fluido de trabalho admitido não corresponde, em condições normais de temperatura e pressão, ao volume do cilindro, ou seja, esse volume de massa admitido não corresponde ao volume total de massa que poderia ser admitido.

Devido a restrições que se apresentam no percurso de admissão (obturador, dutos, válvulas, etc.) até o interior dos cilindros e durante o curso de exaustão, por não ocorrer completa expulsão dos gases residuais, o volume admitido por um motor fica, geralmente, em torno de 80% do volume calculado. Tal parâmetro é o chamado rendimento volumétrico que determina o valor da chamada razão de compressão geométrica, que é o real valor de razão de compressão sob a qual o motor irá trabalhar.

Então, a razão em que o motor realmente estará trabalhando (razão de compressão dinâmica) é a razão entre o volume da massa (em condições normais de temperatura e pressão) de fluido de trabalho admitida e o volume da câmara de combustão:

$$RC_D = \frac{V_M}{V_{CB}} \quad (15)$$

Onde  $RC_D$  é a razão de compressão dinâmica,  $V_M$  é o volume da massa (em condições normais de temperatura e pressão) de fluido de trabalho admitida e  $V_{CB}$  é o volume da câmara de combustão.

Em motores normalmente aspirados, a razão de compressão dinâmica geralmente é menor que a razão de compressão geométrica e muda constantemente com os diferentes regimes de funcionamento do motor. Por exemplo, os motores de ignição por centelha apresentam corpo de borboleta no sistema de admissão e, em condição de marcha lenta, trabalham com uma razão de compressão dinâmica muito baixa, pois com a borboleta fechada existe uma grande restrição à admissão de ar, reduzindo assim a massa de fluido admitida. Em condições de carga plena, quando a borboleta está totalmente aberta tem-se uma menor restrição à admissão de ar, ocasionando uma maior razão de compressão dinâmica.

Em motores sobrealimentados ocorre o inverso, uma vez que a massa de ar admitida pelo cilindro pode ser sempre maior do que a massa que este normalmente

poderia conter. Desta forma consegue-se uma razão de compressão dinâmica maior que a razão de compressão geométrica. Sendo assim, a sobrealimentação não só aumenta o rendimento volumétrico do motor, como aumenta seu rendimento térmico.

A razão de compressão pode afetar a taxa de combustão, alterando tanto a velocidade de queima quanto a área de frente de chama. O aumento da razão de compressão faz com que a temperatura de carga aumente e reduza a concentração de gás residual, os quais irão aumentar a velocidade de queima. Em geral, o aumento da razão de compressão vai reduzir a área da frente de chama, no entanto, esta será compensada por um aumento da densidade de carga tal que o efeito da razão de compressão é quase inteiramente devido à influência na velocidade de queima.

Embora o aumento da razão de compressão aumente a taxa de combustão e o rendimento térmico, é preciso observar que os motores reais não suportam razões de compressão muito elevadas esse aumento é limitado devido à ocorrência de detonação.

Ocorre que na medida em que se aumenta a razão de compressão, a mistura tende a sofrer detonação, que é um processo de combustão anormal e indesejado.

#### 2.1.4 Detonação

Segundo Westbrook (1992), é o som que acompanha a indesejável ignição espontânea de frações da mistura ar/combustível ainda não queimada (gases finais) na câmara de combustão de um motor ciclo Otto.

Normalmente, esses gases finais são consumidos pela chama turbulenta produzida pela vela de ignição, mas em condições extremas, como cargas elevadas no motor ou regimes de alta rotação podem levar à manifestação deste fenômeno de combustão anormal.

Das teorias sobre detonação verificadas por Puzinauskas (1992), as mais citadas na literatura por ele consultada são:

- Teoria da autoignição: a mistura combustível ainda não queimada, adiante da frente de chama produzida pela vela de ignição, atinge uma condição de *stress*

térmico e com isso desenvolve um processo rápido de autoignição em um ou mais pontos;

- Teoria da detonação: a frente de chama normal, produzida pela vela de ignição, experimenta uma mudança na velocidade de queima, de subsônica para supersônica, associada a uma forte onda de choque;

A detonação é uma forma de combustão originada espontaneamente e esporadicamente no motor, que produz pulsos de pressão agudos associados ao movimento vibratório da carga mecânica e ao som característico de uma batida.

Em um motor ciclo Otto tradicional, a mistura de ar e combustível é levada até a câmara de combustão e comprimida pelo movimento do pistão. Uma vela de ignição inicia a queima da mistura em algum instante próximo ao ponto morto superior (PMS) após o que, uma frente de chama turbulenta se propaga pela câmara de combustão.

Os últimos gases a serem consumidos pela frente de chama recebem o nome de gases finais (*end-gas*) e são geralmente encontrados distantes do ponto de início da ignição. Os gases finais são aquecidos e comprimidos pelo movimento do pistão e pela frente de chama e começam a reagir homoganeamente. Caso atinjam uma determinada condição de temperatura e pressão, os gases vão entrar em combustão espontaneamente.

Em condições normais, a frente de chama consome toda a mistura antes que a ignição espontânea possa ocorrer e assim observa-se uma combustão normal. Do contrário, se os gases finais entram em combustão antes da extinção da frente de chama, a ignição explosiva resulta em ondas de pressão e vibrações na câmara de combustão. Essas ondas são a fonte do ruído característico associado com a detonação.

A figura 4 ilustra essa sequência.

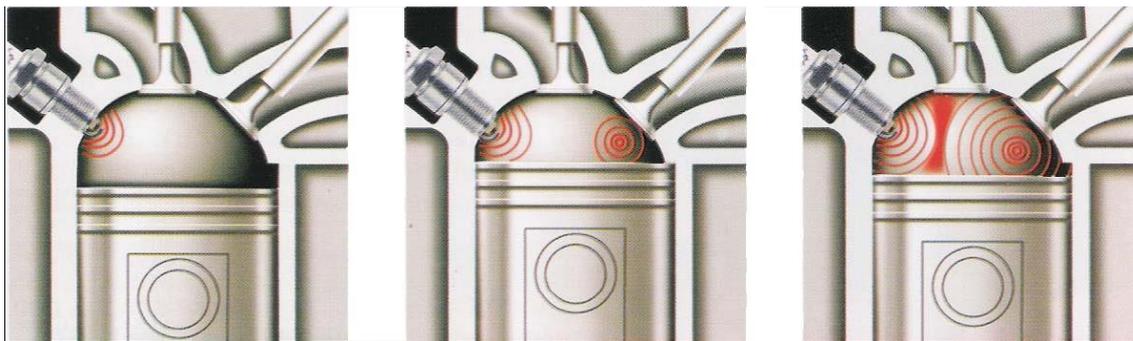


Figura 4 – Sequência que demonstra uma das formas de ocorrência da detonação

Fonte: NGK do Brasil (2004).

### 2.1.5 Turbocompressor

Segundo Heywood (1988), turbocompressores são utilizados para aumentar a potência máxima que pode ser obtida por um determinado motor. Um turbocompressor é basicamente um compressor de ar projetado para operar utilizando como fonte de energia os gases de escape que são originalmente desperdiçadas pelos motores normalmente aspirados. Estes gases fazem girar o rotor da turbina que está acoplado, através de um eixo, ao rotor do compressor, que ao girar, aspira um grande volume de ar e o fornece comprimido ao motor.

A energia térmica associada aos gases de escape do motor é utilizada para gerar o trabalho necessário para girar o rotor da turbina. A velocidade angular do conjunto rotativo é determinada pela forma e o tamanho do rotor e da carcaça da turbina. A carcaça atua como um caracol direcionador do fluxo de gás para as palhetas do rotor da turbina, fazendo-o girar. Uma vez que o rotor do compressor está acoplado ao eixo da turbina, estes passarão a girar com a mesma rotação. O ar aspirado pelo rotor e carcaça do compressor e, comprimido é distribuído através do coletor de admissão para todos os cilindros do motor.

Há um grande número de benefícios advindos do turbocompressor. A combustão tende a ser mais completa e mais limpa. A pressão positiva do ar na admissão beneficia o motor de diversos modos. Durante o cruzamento das válvulas do motor, quando as válvulas de escape e admissão estão simultaneamente abertas, ar limpo passa através da câmara de combustão "lavando" os cilindros e

eliminando uma maior quantidade de gás queimado remanescente, resfriando os cilindros e os pistões, válvulas e gases de exaustão. A queima mais completa do combustível, juntamente com o resfriamento do motor, ajuda a estender a vida do motor.

Muitos turbocompressores são utilizados para o que é chamado de normalização ou compensação de altitude do motor naturalmente aspirado. Devido a isto, o turbocompressor foi adequado apenas para melhorar a combustão com um pequeno aumento de potência, sem aumento ou débito de combustível. Com a maior quantidade de ar disponível para a combustão o motor manterá valores de potência e torque para altitude que, sem o turbocompressor não conseguiria (MACINNES, 1978).

Os turbocompressores aumentam a potência de um motor através de indução de pressão positiva no coletor de admissão. Desta forma, não só a massa de mistura admitida é maior, mas também é aumentada a razão de compressão dinâmica do motor. Heywood (1988) relaciona os parâmetros de desempenho de um motor 4 tempos, em função da potência, com a seguinte equação:

$$P = \frac{\eta_f \cdot \eta_v \cdot N \cdot V_d \cdot Q_{HV} \cdot \rho_{a,i} \cdot (F/A)}{2} \quad (16)$$

Onde:

$P$  = Potência (kW)

$\eta_f$  = eficiência de conversão do combustível

$\eta_v$  = eficiência volumétrica

$N$  = velocidade de rotação (rev/s)

$V_d$  = Volume deslocado (dm<sup>3</sup>)

$Q_{HV}$  = Calor específico (MJ/kg)

$\rho_{a,i}$  = densidade do ar admitido (kg/m<sup>3</sup>)

$F/A$  = razão combustível / ar

Como pode-se observar na equação 16, a densidade do ar admitido ( $\rho_{a,i}$ ), que é diretamente afetada pelo turbocompressor, o que, além de proporcionar maior potência, comparado a um motor de mesmo tamanho e construção, têm a vantagem de ter uma maior faixa de alta eficiência volumétrica. Outra vantagem comparativa é que por conta da utilização de motores menores sobrealimentados (menor atrito e peso) com a mesma potência de motores maiores normalmente aspirados (*downsizing*) ocorre diminuição de consumo de combustível pelo aumento da eficiência do conjunto, além de obter vantagens dinâmicas devido ao menor peso específico por unidade de potência gerada.

## 2.2 Etanol combustível

A utilização do etanol combustível data do final do século XIX, quando França e Alemanha produziam este a partir de beterraba e da uva. Neste período havia poucos poços de petróleo descobertos, porém com o passar do tempo o petróleo começou a ter um custo reduzido devido à descoberta de novos poços e o etanol permaneceu esquecido por um longo período. Por apresentar vastos territórios propícios ao cultivo da maioria de grãos e betuminosas, o Brasil possui um alto potencial para cultivar matérias primas, das quais possa se obter etanol. Borges e Damasceno (1982) relatam o fato do ministro da agricultura do governo de Artur Bernardes, Miguel Calmon du Pin e Almeida, ter determinado que se fizessem experiências práticas com o etanol, na Estação Experimental de Combustíveis e Minérios, para que se fosse criada uma legislação sobre o assunto.

Em 1923, após anos de pesquisas, os engenheiros responsáveis pelo laboratório correram no circuito da Gávea com um carro Ford movido à aguardente de cana, podendo esta ser partilhada com o motorista. Neste período vários testes foram realizados de forma a tentar disseminar a utilização do álcool, porém com a instabilidade do mercado devido a crises econômicas, à segunda guerra mundial e surgimento a cada mês de novos poços de petróleo o etanol não conseguiu se firmar, pois, ainda possuía um custo de fabricação bastante elevado.

Em 1973 o etanol foi novamente lembrado devido à grande crise do petróleo causada pelo embargo ao fornecimento de petróleo aos Estados Unidos e à parte

dos países da Europa por parte dos membros da Organização dos Países Exportadores de Petróleo (Opep). O governo então voltou a incentivar as pesquisas e em 1975 sob a presidência de Ernesto Geisel criou o Programa Nacional do Álcool (PROALCOOL) para financiar pesquisas com o intuito de substituir em grande escala os veículos movidos a combustíveis derivados do petróleo por automóveis movidos a etanol brasileiro. No ano de 1977 tomou-se a decisão de adicionar 12% de etanol anidro à gasolina e em 1979 houve a segunda grande crise mundial com o barril de petróleo disparando ainda mais e é lançado o primeiro carro produzido em série no Brasil.

Durante a década de 80 o etanol foi usado intensamente pela frota de veículos no Brasil. Porém, na década de 90, o etanol perde a credibilidade como combustível devido ao seu alto custo de produção, que tornou seu uso desvantajoso em relação à gasolina. Nessa década a produção de automóveis movidos a etanol foi reduzida significativamente.

Nos anos 2000 o advento dos veículos multicomcombustíveis, que funcionam com etanol, gasolina ou qualquer proporção de mistura de ambos, foi um sucesso de venda, fazendo com que quase toda a frota de veículos produzidos tivesse essa característica, modificando o mercado do etanol novamente (MECCIA, 2014)

O etanol combustível possui um número de octanas superior quando comparado à gasolina, maiores limites de inflamabilidade, maiores velocidades de chama e maior calor de vaporização. Essas propriedades permitem operar com maiores razões de compressão e menores durações de combustão, o que leva a vantagens em eficiência de conversão de energia sobre a gasolina em motores de combustão interna. Algumas desvantagens em relação à gasolina são a menor massa específica de energia, maior corrosão, menor pressão de vapor, miscibilidade total com água e emissão de aldeídos (MACLEAN; LAVE, 2003).

Por possuir um maior limite de inflamabilidade, o etanol acaba possuindo uma maior faixa de operação, variando de  $0,40 < \lambda < 1,90$  (LENZ, 1990). Assim, pode-se trabalhar tanto com misturas ricas, acarretando em maiores potências geradas, tanto em regimes bastante pobres, levando a um aumento de eficiência do motor.

Jeuland et al., (2004) avaliou os efeitos do maior calor latente de vaporização do etanol, 904 kJ/kg contra 350 kJ/kg da gasolina, em um motor com sistema de injeção PFI (*Port Fuel Injection*). Este tem como vantagem a redução da temperatura no coletor de admissão, gerando um aumento na eficiência volumétrica final do

motor. Por outro lado, parte do etanol injetado pode não vaporizar, entrando na forma líquida no motor, gerando aumento de emissões ou descer pelos anéis até o cárter, contaminando o óleo lubrificante.

Durante a combustão do etanol, as temperaturas máximas atingidas durante o processo são significativamente menores dos que as atingidas em motores operando com gasolina. Este fato foi relatado por Pana et al., (2007), onde foi investigado a transferência de calor do sistema de arrefecimento do motor quando operando com etanol e água. Como resultado uma redução de aproximadamente 10% na transferência de calor foi obtida, atribuída principalmente as menores temperaturas de combustão. Este fato também proporciona uma redução nas emissões de NOx, pois, sua produção é intimamente ligada à altas temperaturas.

Em seu trabalho, Breaux (2012), discute a menor quantidade de ar necessária para a oxidação da molécula do etanol. Esta em comparação com a gasolina é de somente 9/1 frente aos 14,7:1 da gasolina. Dessa forma, menos ar é necessário para que a combustão ocorra de forma completa, podendo se injetar uma maior quantidade de etanol no sistema. Relacionando este fato com o aumento da eficiência volumétrica citado anteriormente, tem-se a possibilidade de uma maior geração de energia com maior eficiência quando comparado à gasolina. Seabra et al., (2010), demonstra que a conversão de materiais lignocelulósicos é um processo que apresenta um futuro promissor, o qual, acarretará em uma redução significativa no gasto energético durante a produção de etanol e também um decréscimo nas emissões de poluentes causadores do efeito estufa.

Walter et al. (2011), realizou um estudo com o intuito de avaliar as emissões de gases de efeito estufa para o ciclo de vida do etanol. Assim, demonstra que uma redução de até 78% nas emissões pode ser esperada para o combustível E25 (25% etanol anidro e 75% de gasolina) e de 70% para o E10, o qual possui 10% de etanol anidro.

### **2.3 Etanol super-hidratado**

O processo produtivo do etanol é constituído basicamente pelos processos de cultivo da matéria-prima, moagem, cozimento, fermentação, destilação e

desidratação. Ao sair da etapa de fermentação a mistura possui percentuais de etanol em água em conteúdo volumétrico variando de 6% até 12 % (LADISCH; DICK, 1979). Após a fermentação se inicia o processo de destilação de forma a continuar a separação da água do etanol. Para se atingir conteúdos volumétricos de aproximadamente 80% de etanol na mistura, a demanda energética cresce linearmente desde o início da destilação. Ao ultrapassar esse ponto, a demanda energética passa a ter um comportamento exponencial, aumentando sensivelmente o custo final do produto. Por destilação, podem-se atingir percentuais de até 95,6% (ponto azeotrópico da mistura) de etanol em água, em volume, sendo utilizados posteriormente processos de desidratação para que se consiga obter etanol anidro (100%). Este comportamento foi demonstrado por Martinez-Frias, Aceves e Flowers, (2007), ilustrado na figura 5.

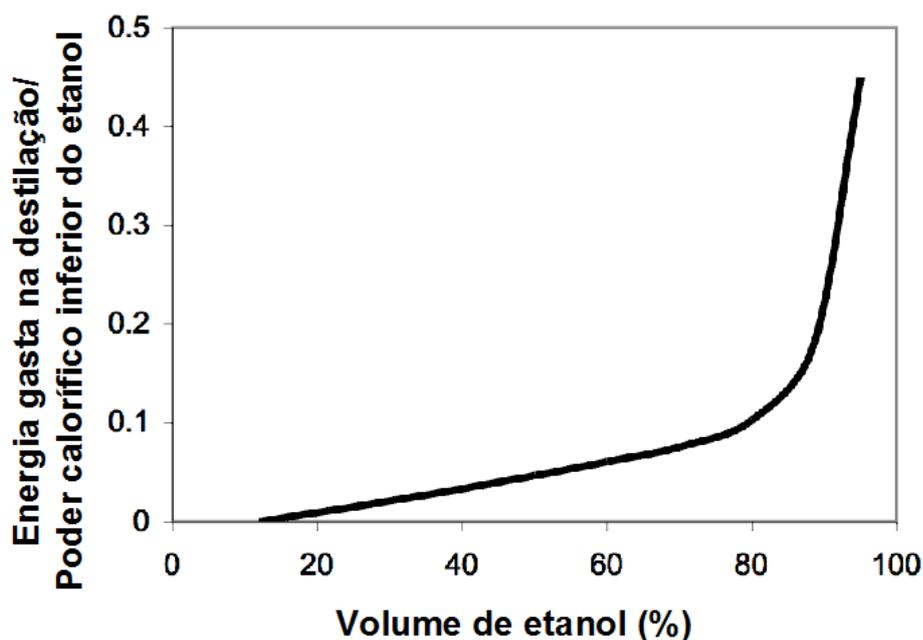


Figura 5 – Energia gasta na destilação em relação ao PCI (poder calorífico inferior) do etanol

Fonte: Adaptado de Martinez-Frias, Aceves e Flowers, 2007.

Os trabalhos realizados por Martinez-Frias, Aceves e Flowers,(2007) e Mack, Aceves e Dibble (2009) demonstram que para certas etapas de produção o custo pode diminuir de 37% até 3% como pode ser visto na figura 6, que ilustra a demanda de energia em todas as fases de produção do etanol a partir de milho.

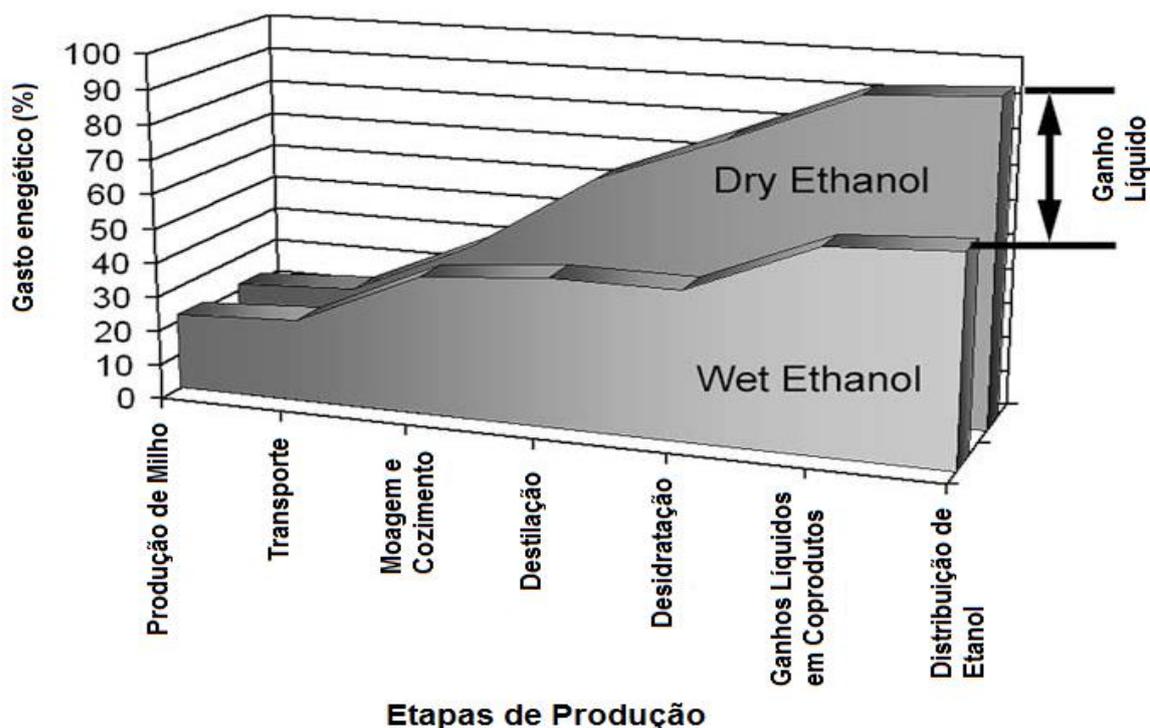


Figura 6 – Comparação do balanço de energia líquido para etanol anidro e etanol com 35% de água em volume

Fonte: Adaptado de Mack, Aceves e Dibble ,2009.

Considerando a obtenção de etanol a partir da cana-de-açúcar, Salla (2008), caracteriza a energia consumida na produção do litro do etanol, conforme demonstrado na figura 7 em função do poder calorífico.

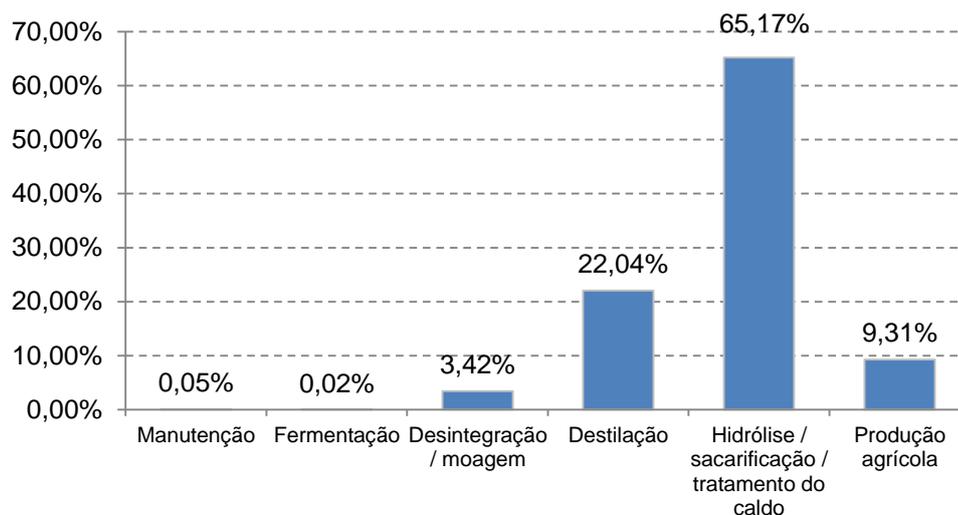


Figura 7 – Gasto energético para o processamento de etanol de cana-de-açúcar (MJ/L)

Fonte: Adaptado de Salla, 2008.

Em relação ao etanol hidratado obtido a partir da batata-doce, Taborda (2014) quantificou todos os processos envolvidos na produção e o custo por cada atividade do processo, conforme figura 8.

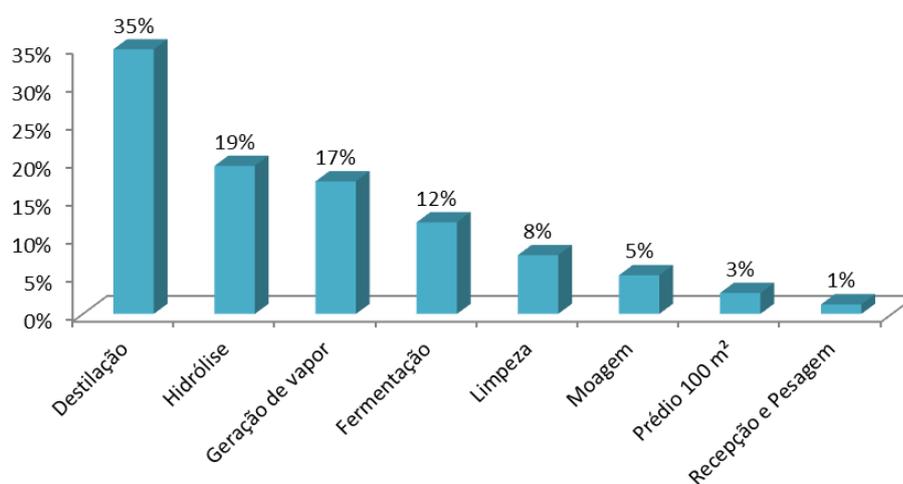


Figura 8 – Distribuição dos custos por atividade na produção do etanol

Fonte: Taborda, 2014.

Contudo, a desvantagem mais evidente de diminuir o teor alcoólico do etanol combustível está relacionada com o poder calorífico, que é claramente reduzido com o aumento do teor de água. Esta relação está ilustrada na figura 9. (BREAUX; ACHARYA, 2011).

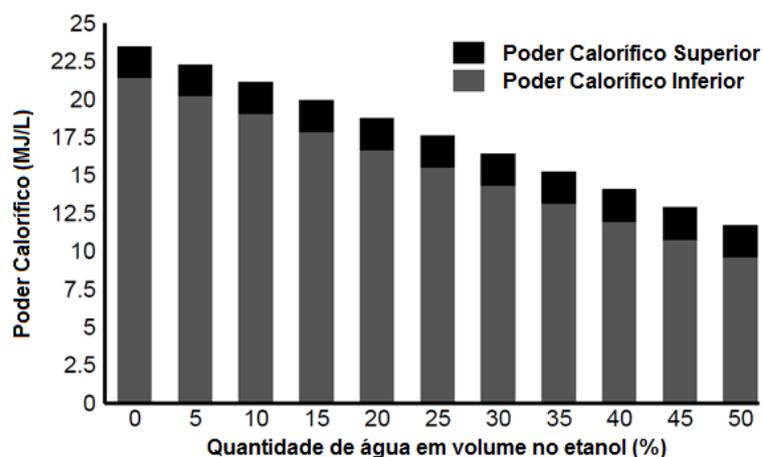


Figura 9 – Relação entre o poder calorífico e a quantidade de água em volume no etanol

Fonte: Adaptado de Breaux, Acharya, 2011.

## 2.4 Pesquisas relacionadas

Poucos estudos ainda se referem à utilização de etanol super-hidratado em motores de combustão interna. Isto se deve ao fato de que o assunto ainda é recente e pouco pesquisado. O interesse vem aumentando nos últimos anos, afirmação justificada pelas datas dos trabalhos que serão apresentados a seguir.

Utilizando um motor monocilíndrico de 0,375 litros, carburado, com câmara de combustão em “L” e razão de compressão de 7,5:1, Tsao e Wang (1984) investigaram a injeção de gasolina e água, variando-se o percentual de água de 0% a 15 % em conteúdo volumétrico. Atingiu-se economia em consumo de combustível, obtendo-se os melhores resultados para 10% de água em gasolina. Com a adição

de água, menores temperaturas foram alcançadas durante o processo de combustão, diminuindo sensivelmente as emissões de óxido de nitrogênio. Houve redução também nas emissões de monóxido de carbono, porém as emissões de HC aumentaram.

Cristensen e Johansson (1999) avaliaram a influência da injeção de água no coletor de admissão e no tempo de ignição em um motor Volvo 1,6- L, tanto turbo-comprimido, quando naturalmente aspirado, com razão de compressão de 18:1, operando somente em um cilindro e em regime HCCI. Este foi alimentado com iso-octano, etanol e gás natural. Para controlar a autoignição da carga, o ar de admissão era aquecido. Conforme aumentado o conteúdo de água injetado houve um acréscimo no limite de operação sem ocorrência de detonação, graças à redução na temperatura dos gases não queimados. Em se tratando de emissões, HC e CO tiveram um acréscimo considerável devido à menor eficiência de combustão com o acréscimo de conteúdo de água.

A utilização de ignitores catalíticos para uso de etanol com elevados níveis de hidratação foi estudada pela Universidade de Idaho em parceria com a RAI (Automotive Resources, Inc.) (BEYERLEIN et al., 2001; CORDON et al., 2002). Como combustível foi-se escolhida uma mistura de 30% de água e 70% de etanol alimentando um motor 3 cilindros, 0,998 litros, originalmente Diesel. Modificações no cabeçote foram realizadas como, por exemplo, a substituição dos injetores diesel por ignitores catalíticos, sendo estes localizados dentro da pré-câmara. Um sistema de injeção de combustível na porta de admissão controlado por injeção eletrônica foi instalado, sendo que o motor trabalhava em regime pobre,  $\lambda=1,67$ . A ignição da mistura se dava por compressão. Assim, devido à mistura ser homogênea e a ignição se dar por compressão, a operação se assemelhava a HCCI, porém, a combustão se iniciava na pré-câmara e se propagava para a câmara principal caracterizando ignição por tocha. Em busca de menores temperaturas de combustão, uma técnica empregada foi a utilização de ignitores catalíticos para dar início às reações de combustão. As menores temperaturas são devidas ao fato de que a energia de ativação necessária para a ignição da mistura ar-combustível se dá a temperaturas mais baixas do que em condições normais e não é necessário o aquecimento do ar de admissão. Como resultados do experimento, houve uma redução considerável de CO e NOx, sendo que a redução do segundo é principalmente devida ao fato das menores temperaturas de combustão ao se utilizar

misturas com maiores percentuais de água. Por outro lado, o aumento da diluição da carga influencia no aumento da zona de extinção da chama, fazendo com que os níveis de hidrocarbonetos não queimados elevem-se. De um modo geral, houve um aumento na eficiência indicada em todos os testes realizados.

Brewster et al. (2007), utilizaram misturas com 6.5%, 13% e 20% alimentado um motor ciclo Otto, com injeção direta guiada a ar e turbo- alimentando. Para cada mistura foram avaliados: ponto de ignição, velocidade de queima e o efeito sobre a carga no motor. Desta forma, verificou-se que quando utilizando lambda estequiométrico, a variação no ponto de ignição implica em uma redução do torque, quando o motor está trabalhando fora do MBT. Aumentando o percentual de água e levando o ponto para longe do MBT, houve uma redução na taxa de queima pelo fato de que há um acréscimo na duração do atraso de ignição, reduzindo também torque e eficiência. Devido as menores temperaturas de combustão, um decréscimo nas emissões de NOx foi verificado, enquanto as emissões de HC aumentaram devido principalmente à zona de extinção de chama aumentar. Quando elevam-se os percentuais de água na mistura, a capacidade calorífica sofre um aumento também. Desta forma, parte da energia liberada durante a combustão da mistura é utilizada para vaporizar a água presente, acarretando menores temperaturas de exaustão. A redução da temperatura final da combustão demonstra o acréscimo da característica antidetonante da mistura, podendo ser empregado maiores razões de compressão, bem como a extensão do regime de operação do turbocompressor.

Utilizando um motor Volkswagen 1.9 L e razão de compressão de 17:1 Mack, Aceves e Dibble (2009) avaliaram a influência da utilização de diferentes percentuais de água na operação do motor. Misturas com grau de hidratação variando de 0% até 60% foram utilizadas. A injeção da mistura se dava no coletor de admissão e o motor operou em regime HCCI. O início da ignição era controlado pelo aquecimento do ar de admissão a partir de uma resistência elétrica. Esta também auxiliava na total evaporação da mistura etanol-água antes de entrar no cilindro. Para misturas com 60% de água, teve-se como fatores limitantes a combustão incompleta e a elevada temperatura necessária para ignição, sendo que o aquecimento do ar através da resistência não era suficientemente. A taxa de liberação de calor manteve-se aproximadamente constante para todas as misturas, porém a liberação de calor total diminuiu, bem como o pico de pressão. A limitação de potência foi devida à dificuldade de aquecimento da mistura ar- combustível.

Saxena et al. (2012) deram sequência ao trabalho de Mack, Aceves e Dibble (2009). Como solução para o problema de aquecimento da mistura ar combustível, foi utilizada a recuperação da energia dos gases da exaustão para aquecer o ar da admissão. O sistema para recuperação de energia era baseado em um trocador de calor de casco e tubos de fluxo reverso. Para realização deste trabalho, três dos quatro cilindros foram desativados, sendo utilizado somente um. Este fato comprometeu a utilização do turbocompressor, sendo escolhida a utilização de um compressor elétrico com reservatório como forma de comprimir o ar de admissão e simular o turbocompressor. Com percentuais de água em volume de até 20%, conseguiu-se alcançar maiores potências, comparado ao estudo anterior, enriquecendo a mistura ar-combustível. A partir do aquecimento do ar de admissão era possível se controlar o limite de detonação. Desta forma, conseguiu-se demonstrar que a utilização de etanol com teores de hidratação de até 20% é possível, diminuindo a energia dispendida no processo de obtenção do etanol, melhorando o balanço energético do combustível final, tanto monetário quanto relativo à emissões.

Saxena et al. (2014) exploraram condições de operação ótimas para geração de energia a partir da queima de etanol hidratado em um motor quatro cilindros Volkswagen, 1.9 L, TDI, modificado para operação em regime HCCI. Os testes foram realizados em rotação fixa de 1800 RPM, utilizando misturas de etanol em água variando de 70% a 100% de etanol em água. Ponto de ignição, pressões de sobrealimentação e razão de equivalência definiam os pontos de operação. Os estudos resultaram em um ponto de operação ótimo com pressão de sobrealimentação de 2 bar, razão de equivalência de 0.55 e tempo de combustão (50% da massa de ar-combustível queimada) próximo à 8 graus após o ponto morto superior para misturas com 30% de etanol em água. Como conclusão final, foi constatado que para que se obtivesse alta geração de potência, baixo nível de ruído de combustão, baixos picos de pressão e emissões de  $\text{NO}_x$  é necessária a utilização de altas pressões de sobrealimentação, altas razões de equivalência e pontos de ignição significativamente atrasados. No entanto, a combinação desses fatores gera excessivas emissões de hidrocarbonetos não queimados e monóxido de carbono. Porém, as temperaturas dos gases de exaustão foram maiores nesses pontos de operação, permitindo o uso de catalisadores de oxidação para reduzir estas emissões.

Lanzanova (2013) avaliou os efeitos da diluição da carga com água na combustão e os possíveis benefícios econômicos em um motor monocilíndrico, 0,668 L, com sistema de injeção de combustível PFI (*Port Fuel Injection*), razão de compressão de 12:1 e dotado de uma câmara de *swirl*. Os testes foram realizados à 1800 rpm e com carga parcial, operando em MBT (*Maximum Brake Torque*). Misturas com 5%, 10%, 20%, 30%, 40% de água em etanol foram utilizadas durante os testes. Verificou-se que com o acréscimo do conteúdo de água, atingiram-se menores temperaturas dentro do cilindro, tanto da zona queimada, quanto da zona não queimada. A segunda temperatura é um parâmetro amplamente utilizado como indicativo de detonação. Logo, com a diminuição deste, constatou-se que a resistência à detonação da mistura aumentou.

Outro fator que demonstra esse comportamento foi a possibilidade de utilização de pontos de ignição mais adiantados para misturas com maiores percentuais de água sem a ocorrência de detonação. Resultados de emissões não foram avaliados. Em se tratando da eficiência, esta teve ligeiro aumento para misturas com até 30% de água em etanol.

## 3 MATERIAIS E MÉTODOS

### 3.1 Trabalho experimental

Este estudo é uma avaliação experimental de desempenho do motor em resposta à variação do teor de água no etanol combustível. O motor de teste é de 4 cilindros, 1.6 litros de deslocamento e com um turbocompressor instalado, utilizando um sistema de injeção eletrônica com uma unidade de controle programável. Esta é uma configuração com potencial para uma estratégia de *downsizing*. O estudo baseia-se na avaliação do potencial de redução de energia na produção do etanol altamente hidratado, por exemplo, o uso do E80W20 exigiria cerca de um quarto da energia necessária para a destilação em comparação ao E95W5 (MARTINEZ-FRIAS, ACEVES, FLOWERS, 2007).

Para tal, fez-se necessária a preparação do *setup* experimental, com a montagem do motor de testes e realizando sua instalação e instrumentação para realização dos experimentos. Foram exploradas alternativas através da variação de parâmetros como tempo de injeção, *phasing* (ponto de ignição) e porcentagem de água no combustível (etanol).

### 3.2 Local do experimento

O trabalho experimental juntamente com todos os procedimentos, montagens e desmontagens, aferições, modificações e ajustes necessários à realização dos ensaios de avaliação de desempenho do um motor realizaram-se no Laboratório de Motores de Combustão Interna do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Maria.

Para realização dos testes, o laboratório possui, além de todo ferramental necessário para montagem e mensuração de motores, os seguintes equipamentos:

- Bancada de fluxo para avaliação de sistema de admissão de ar e exaustão de gases em motores de combustão (Figura 10).



Figura 10 – Bancada de fluxo Motorpower 160

A bancada de fluxo é utilizada para realizar ensaios de mensuração da vazão de ar que passa através das válvulas de admissão e exaustão (separadamente), para diferentes *lifts*.

- Sistema de injeção eletrônica programável *MegaSquirt-III* (Figura 11).



Figura 11 – Sistema de injeção MegaSquirt-III EFI

O sistema de injeção *MegaSquirt* é um módulo de gerenciamento eletrônico programável utilizado para controlar os parâmetros de funcionamento do motor e de seus de periféricos.

- Sensor lambda *wideband* Bosch LSU 4.2 e condicionador de sinal para leitura do fator lambda (Figura 12).



Figura 12 – Sensor lambda wideband e condicionador de sinal

O sensor lambda é utilizado para medir a quantidade de oxigênio presente nos gases de exaustão, juntamente com o condicionador de sinal, que recebe os sinais e os envia para o módulo de gerenciamento eletrônico.

- Placa de aquisição de sinais marca National Instruments, Modelo NI USB-6351, com resolução de 32-bit e 100 Mhz amostragem (Figura 13).



Figura 13 – Placa de aquisição NI USB-6351

A placa de aquisição de sinais recebe dados dos sensores de funcionamento do motor e os envia para o computador para que se possa fazer a leitura e a aquisição via *softwares*.

- Sensor de pressão piezoelétrico AVL, modelo GH14D (Figura 14).

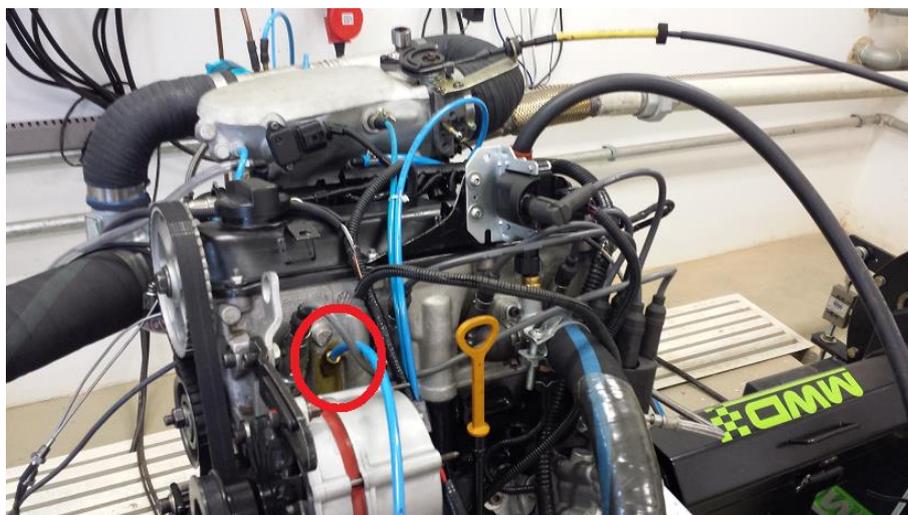


Figura 14 – Detalhe do sensor de pressão instalado no motor de testes

O sensor de pressão piezoelétrico AVL é instalado diretamente na câmara de combustão do motor e envia os sinais para que se possa fazer a leitura da pressão dentro do cilindro.

### 3.2.1 Dinamômetro

Para realização dos ensaios foi utilizado um dinamômetro de correntes parasitas, modelo NL-260-E, fabricado pela empresa MWD, para motores de combustão, com capacidade de 295 kW @ 10.000 rpm; de acoplamento direto e

sistema automatizado de aquisição de dados, que necessitou ser instalado no laboratório, conforme a figura 15.



Figura 15 –Dinamômetro de correntes parasitas MWD modelo NL-260-E em fase de instalação

O dinamômetro foi instalado em uma célula de testes própria para ensaios de motores (Figura16). Nessa célula ficavam os controladores de temperatura do motor, com trocador de calor de passagem, e de temperatura do dinamômetro, ambos os sistemas recebiam alimentação de água de uma torre de refrigeração através de tubulações e válvulas controladoras de vazão e temperatura.

Na célula de testes estão instalados todos os equipamentos para aquisição de dados e controle do dinamômetro utilizado nos ensaios. Os dados são adquiridos, processados e analisados pelo *software AccuDyno Evo 3*. Através de sensores de pressão barométrica, umidade do ar e temperatura, o *software* avalia as condições na célula de testes para determinação dos fatores de correção de potência segundo determinação da Norma ABNT NBR ISO 1585:1996 e apresenta os dados corrigidos.



Figura 16 – Controle da célula de testes

### 3.3 Combustíveis

Para realização dos ensaios em bancada dinamométrica utilizaram-se misturas de etanol e água nas concentrações de 5, 10, 15 e 20% de água em volume. O etanol com 5% de água em volume é denominado, conforme a ANP (2014), como etanol hidratado combustível, EHC, e é o combustível comercializado nas redes de abastecimento. O etanol super-hidratado, com maiores concentrações de água, foi elaborado a partir de misturas de EHC e água. Para tal, usou-se um alcoômetro Gay Lussac que é indicado para medir o teor de álcool de uma solução água mais álcool na faixa de 0 a 100° GL, com divisões de 1° GL.

Para classificar cada mistura de combustível a composição deles foi denominada da seguinte forma, ExxWyy, onde o xx e yy representam a quantidade de etanol e água em volume, respectivamente, apresentando-se como segue:

- E95W5 - para definir o EHC, com 95% de álcool e 5% de água;
- E90W10 - para definir o etanol super-hidratado, com 90% de álcool e 10% de água;
- E85W15 - para definir o etanol super-hidratado, com 85% de álcool e 15% de água;

- E80W20 - para definir o etanol super-hidratado, com 80% de álcool e 20% de água;

### 3.3.1 Densidade das amostras de combustível

Para elaboração de cálculos do PCI em relação à massa dos combustíveis, foram realizadas medidas da densidade de cada uma das amostras em um ambiente com temperatura controlada, conforme especificações do fabricante do densímetro utilizado (Figura 17).

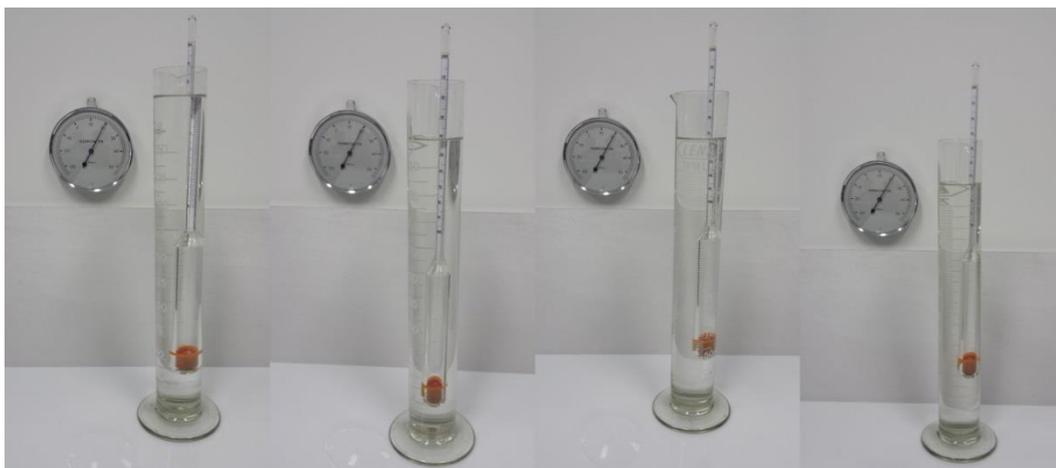


Figura 17 – Mensuração da densidade das amostras de combustível

### 3.4 Motor de testes

O motor de testes utilizado para a realização desse trabalho foi um Volkswagen AP 1600 (modificado), de fabricação nacional, devido à sua abundância no mercado e seu baixo custo de manutenção e de reposição de peças, com as características apresentadas no quadro 1.

Número / disposição de cilindros	4 / verticais em linha
Diâmetro dos cilindros / Curso do pistão (mm)	82,5 / 77,4
Volume deslocado (cm <sup>3</sup> )	1655
Volume total da câmara de combustão (cm <sup>3</sup> )	39,3
Razão da compressão	10,9:1
Compressão dos cilindros: min/max (kPa)	1600 a 1800
Número de válvulas	8
Diâmetro das válvulas de admissão (mm)	38
Diâmetro das válvulas de escapamento (mm)	33
Tipo de alimentação	Injeção eletrônica no coletor de admissão (PFI)
Combustível	Etanol
Vazão dos injetores (cc/min)	840

Quadro 1 – Especificações motor AP 1600 modificado

Para realizar os ensaios experimentais, e posterior estudo da influência do alto percentual de água em etanol em motores ciclo Otto, foram necessárias modificações no motor de testes para instalação do turbocompressor, válvulas reguladoras e de sensores de temperatura e pressão, dos quais o sensor de pressão interna da câmara de combustão, instalado na tampa de cilindros, é o mais importante e mais complexo de ser instalado por necessitar que seja feito um processo de usinagem muito preciso, caso contrário pode-se inutilizar o componente (Figuras 18).



Figura 18 – Instalação do adaptador para o sensor de pressão da câmara de combustão

Posteriormente o motor de testes foi montado, instrumentado e acoplado ao dinamômetro utilizado para os testes (Figura 19).

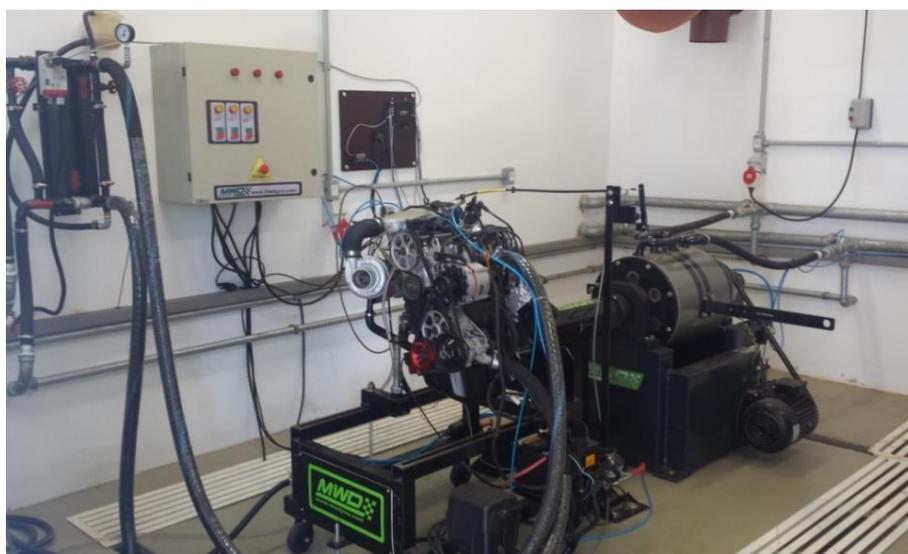


Figura 19 – Motor de testes acoplado ao dinamômetro

### 3.5 Mensuração do consumo de combustível

Para mensuração do consumo de combustível foi projetado um sistema que operava com uma balança gravimétrica e duas válvulas solenoides, uma ligada a proveta que ficava sobre a balança e outra ligada ao tanque de combustível principal, a bomba de combustível recebia alimentação das duas válvulas solenoides através de uma conexão em “TEE” e a tubulação de retorno de combustível era ligada entre esse “TEE” e a bomba de combustível. No painel de controle foi instalado um interruptor que acionava somente uma das válvulas por posição, ou seja, quando a válvula do tanque principal era acionada, a válvula ligada a proveta era desacionada e vice versa.

Ao abrir-se a válvula ligada a proveta sobre a balança, cronometrava-se 10 segundos e ela era fechada, então era feita a leitura na balança da quantidade de combustível, em massa, que havia sido consumida (Figura 20).



Figura 20 – Balança utilizada para mensuração do consumo de combustível

### 3.6 Gerenciamento da injeção eletrônica

Para o funcionamento do motor de testes foi necessária a instalação de vários sensores de monitoramento e controle do motor. Para gerenciar esses sensores e atuar no comando do motor foi necessário um módulo de controle de injeção e ignição, programável, ECU (*Electronic Control Unit*), em que todos os parâmetros de funcionamento pudessem ser ajustados conforme a característica de cada combustível de testes.

A ECU utilizada para realização dos testes foi uma *MegaSquirt-III* EFI. Essa ECU recebe dados de todos os sensores instalados no motor, como pressão, temperatura, fator lambda, posição de borboleta (TPS) e comandava a abertura e o fechamento dos injetores de combustível e o sistema de ignição do motor; provendo a possibilidade de monitoramento de todos os parâmetros de funcionamento do motor através do *software* de controle *EFI Analytics TunerStudio*, (Figura 21).

Além de o *software* proporcionar o monitoramento dos parâmetros de controle do motor, ele permitia que todos os dados recebidos e enviados pela ECU fossem gravados e, em conjunto com o *software. MegaLogViewer*, possibilitava a análise desses dados, permitindo que fossem feitos aprimoramentos nos parâmetros de funcionamento do motor, (Figura 22).



Figura 21 – Interface do software EFI Analytics TunerStudio

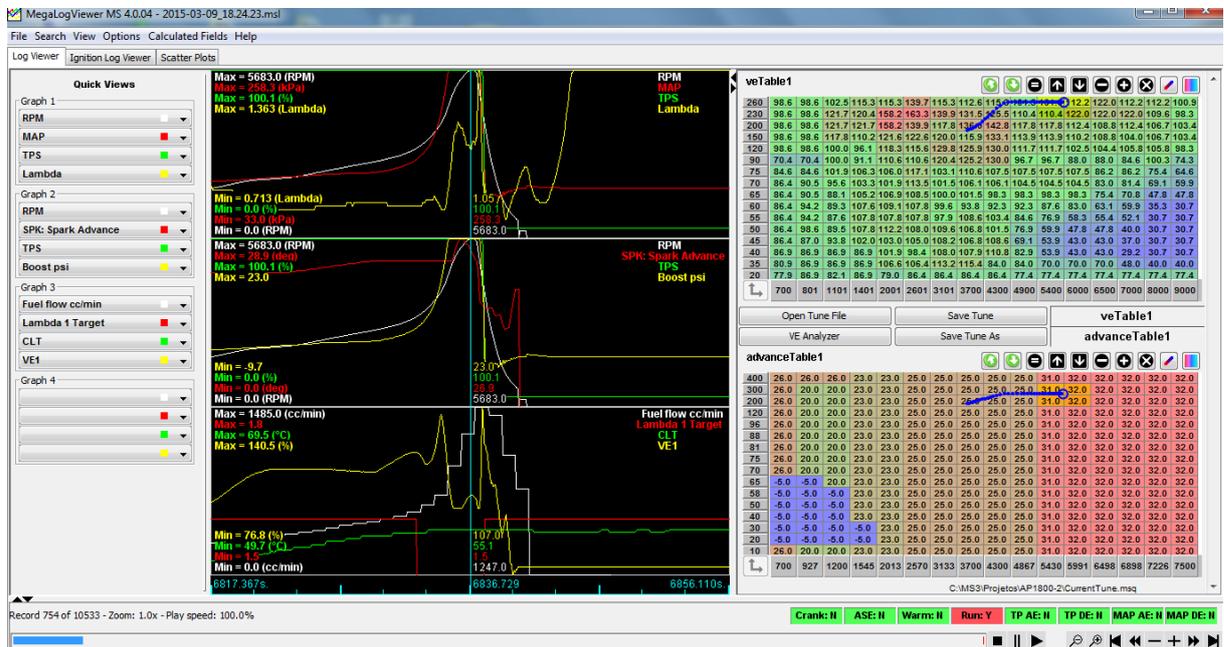


Figura 22 – Interface do software MegaLogViewer

### 3.7 Método de ensaios

Todos os ensaios dos combustíveis com diferentes teores de água no etanol foram realizados buscando-se as mesmas condições de regime de funcionamento do motor. Para tal foram utilizados os sensores instalados para monitoramento das condições de funcionamento. Através do módulo de gerenciamento eletrônico do motor eram feitas as alterações factíveis para que o motor trabalhasse sobre semelhantes condições com cada combustível para que se pudesse compará-los posteriormente.

Dentre os parâmetros monitorados e modificados para se obter um regime semelhante de trabalho com todos os combustíveis, destacam-se os valores para pressão interna do cilindro do motor e o fator lambda, que determina a quantidade de oxigênio nos gases de exaustão. Para que o motor trabalhasse com pressões semelhantes dentro do cilindro eram feitos ajustes no mapa de tempo de ignição para cada faixa de rotação, (Figura 23), e para se obter valores semelhantes de lambda eram feitas alterações na quantidade de combustível injetada por ciclo, Figura 24.

400.0	26.0	26.0	26.0	23.0	23.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	31.0	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
300.0	26.0	20.0	20.0	23.0	23.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	31.0	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
200.0	26.0	20.0	20.0	23.0	23.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	31.0	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
120.7	26.0	20.0	20.0	23.0	23.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	31.0	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
96.7	26.0	20.0	20.0	23.0	23.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	31.0	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
88.5	26.0	20.0	20.0	23.0	23.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	31.0	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
81.7	26.0	20.0	20.0	23.0	23.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	31.0	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
75.0	26.0	20.0	20.0	23.0	23.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	31.0	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
70.0	26.0	20.0	20.0	23.0	23.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	31.0	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
65.0	-5.0	-5.0	20.0	23.0	23.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	31.0	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
58.5	-5.0	-5.0	-5.0	23.0	23.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	31.0	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
50.0	-5.0	-5.0	-5.0	23.0	23.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	31.0	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
40.0	-5.0	-5.0	-5.0	23.0	23.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	31.0	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
30.0	-5.0	-5.0	-5.0	-5.0	23.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	31.0	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
20.0	-5.0	-5.0	-5.0	-5.0	23.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	31.0	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
10.0	26.0	20.0	20.0	23.0	23.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	31.0	32.0	32.0	32.0	32.0	32.0
	700	927	1200	1545	2013	2570	3133	3700	4300	4867	5430	5991	6498	6898	7226	7500

Figura 23 – Valores de ponto de ignição para cada condição de funcionamento

Os valores apresentados na figura 23 expressam o ângulo, em graus, antes do ponto morto superior.

	700	801	1101	1401	2001	2601	3101	3700	4300	4900	5400	6000	6500	7000	8000	9000
260.0	98.6	98.6	102.5	115.3	115.3	139.7	115.3	112.6	115.3	101.5	101.5	112.2	122.0	112.2	112.2	100.9
230.0	98.6	98.6	121.7	120.4	158.2	163.3	139.9	131.5	125.5	110.4	110.4	122.0	122.0	122.0	109.6	98.3
200.0	98.6	98.6	121.7	121.7	158.2	139.9	117.8	136.0	142.8	117.8	117.8	112.4	108.8	112.4	106.7	103.4
150.0	98.6	98.6	117.8	110.2	121.6	122.6	120.0	115.9	133.1	113.9	113.9	110.2	108.8	104.0	106.7	103.4
120.0	98.6	98.6	100.0	96.1	118.3	115.6	129.8	125.9	130.0	111.7	111.7	102.5	104.4	105.8	105.8	98.3
90.0	70.4	70.4	100.0	91.1	110.6	110.6	120.4	125.2	130.0	96.7	96.7	88.0	88.0	84.6	100.3	74.3
75.0	84.6	84.6	101.9	106.3	106.0	117.1	103.1	110.6	107.5	107.5	107.5	107.5	86.2	86.2	75.4	64.6
70.0	86.4	90.5	95.6	103.3	101.9	113.5	101.5	106.1	106.1	104.5	104.5	104.5	83.0	81.4	69.1	59.9
65.0	86.4	90.5	88.1	105.2	106.9	108.5	100.0	101.5	98.3	98.3	98.3	98.3	75.4	70.8	47.8	47.8
60.0	86.4	94.2	89.3	107.6	109.1	107.8	99.6	93.8	92.3	92.3	87.6	83.0	63.1	59.9	35.3	30.7
55.0	86.4	94.2	87.6	107.8	107.8	107.8	97.9	108.6	103.4	84.6	76.9	58.3	55.4	52.1	30.7	30.7
50.0	86.4	98.6	89.5	107.8	112.2	108.0	109.6	106.8	101.5	76.9	59.9	47.8	47.8	40.0	30.7	30.7
45.0	86.4	87.0	93.8	102.0	103.0	105.0	108.2	106.8	108.6	69.1	53.9	43.0	43.0	37.0	30.7	30.7
40.0	86.9	86.9	86.9	86.9	101.9	98.4	108.0	107.9	110.8	82.9	53.9	43.0	43.0	29.2	30.7	30.7
35.0	80.9	86.9	86.9	86.9	106.6	106.4	113.2	115.4	84.0	84.0	70.0	70.0	70.0	48.0	40.0	40.0
20.0	77.9	86.9	82.1	86.9	79.0	86.4	86.4	86.4	77.4	77.4	77.4	77.4	77.4	77.4	77.4	77.4

Figura 24 – Valores para injeção de combustível em cada condição de funcionamento

No caso da figura 24, os valores apresentados são referentes à eficiência volumétrica em cada momento de operação e que resulta no tempo de injeção de combustível após cálculos de correções relacionadas aos parâmetros de funcionamento do motor.

Após o trabalho de mapeamento de injeção e ignição para cada combustível de teste eram realizados ensaios a fim de se obter curvas de potência e torque para análise dos resultados

Uma vez que os ensaios experimentais exigem muito tempo, foram definidos pontos de controle para realização dos testes de consumo com cada combustível. Por apresentarem maior estabilidade de funcionamento do motor, os pontos de controle escolhidos foram as faixas de rotação de 3000, 4000 e 5000 rpm. Para cada faixa de rotação e combustível de testes os ensaios realizados eram repetidos por três vezes e seus dados eram armazenados via ECU e placa de aquisição.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 Análise bibliométrica do contexto científico do emprego do etanol em motores

A pesquisa bibliométrica utilizou o Portal Periódico Capes e considerou apenas publicações em periódicos, atentando ao período de 2009 a 2014. Inicialmente se obteve 138 artigos em revistas, cujas palavras chaves envolviam etanol e motores. Após a exclusão de artigos de foco principal gasolina, ou biodiesel, obteve-se 54 artigos, dos quais 36 foram selecionados (26,09% dos artigos iniciais); pois esses, de fato, apresentavam contribuições científicas na área conjunta de etanol e motores (BILHÃO; SCHRIPE; MARTINS, 2014).

Os principais temas abordados se encontram especificados no quadro 2.

Tema (original)	Tema (traduzido)	Quantidade
Internal combustion engines	Motores de combustão interna	21
Air pollution, Air Pollution Control, Emissions, Nitrogen Oxides, Carbon Monoxide and Soot	Poluição do ar, controle da poluição do ar, emissões, óxidos nitrosos, monóxido de carbono e fuligem	12
Diesel Engines or Diesel Engine	Motores Diesel ou Motor Diesel	11
Diesel motor Industry	Indústria de diesel automotivo	9
Ethyl Alcohol	Álcool Etílico	8
Automobile Engines	Motores de automóveis	4
Performance	Desempenho	4
Wet ethanol	Etanol hidratado	4

Quadro 2 – Principais temas abordados

Fonte: Capes (2014 apud BILHÃO; SCHRIPE; MARTINS, 2014).

O quadro 2 aponta que motores de combustão interna, é o item mais presente nesses artigos, seguido por temas ambientais e em terceiro por motores a diesel. Os tópicos menos abordados são desempenho e etanol hidratado.

A quadro 4 apresenta quais autores obtiveram mais de uma publicação nos artigos pesquisados. É possível verificar que, os autores com maior quantidade de publicações (3), são os chineses: Ji, Changwei, Liang, Chen, e Liu, Xiaolong.

Os segundos colocados podem ser separados quanto ao país de origem da pesquisa, os chineses, Gao, Binbin e Zhu, Yongming, trabalharam conjuntamente em dois artigos com os primeiros colocados. Enquanto os americanos, com mais de uma publicação são: Saxena, Samveg, Dibble, Robert e Aceves, Salvador (Quadro 4).

Contextualizando o quadro 3 e a tabela 1, verifica-se que os autores com maior quantidade de publicação são os que estudam os temas encontrados com menor frequência: performance (grupo de pesquisadores da China) e etanol hidratado (grupo de pesquisadores dos E.U.A.).

Coleção	Quantidade
OneFile (GALE)	36
SciVerse ScienceDirect (Elsevier)	19
Scopus (Elsevier)	14
SpringerLink	3

#### Quadro 3 – Coleções e quantidade de artigos encontrados

Fonte: Capes (2014 apud BILHÃO; SCHRIPE; MARTINS, 2014).

É importante relatar também o aspecto temporal; das 5 publicações citadas no quadro 4, 4 são referentes ao ano de 2012 e apenas 1 em 2014, sendo que o período de estudo compreende os anos 2009 a 2014.

Quanto à base de pesquisa (Quadro 2), foi verificada que a OneFile (GALE) possuía disponível todos os artigos escolhidos, enquanto, as demais coleções apenas possuíam uma fração da quantidade dos artigos selecionados, utilizando o Portal Periódicos Capes.

Ordem	Autor	Quantidade	Artigos	País
1	Ji, Changwei  Liang, Chen,  Liu, Xiaolong	3	1. Improving the performance of a spark-ignited gasoline engine with the addition of syngas produced by onboard ethanol steaming reforming (CHANGWEI et al., 2012); 2. Investigation on idle performance of a spark-ignited ethanol engine with dimethyl ether addition (CHANGWEI et al., 2012); 3. Investigation on the performance of a spark-ignited ethanol engine with DME enrichment (LIANG et al., 2012).	China
2	Gao, Binbin  Zhu, Yongming	2	1. Investigation on idle performance of a spark-ignited ethanol engine with dimethyl ether addition (CHANGWEI et al., 2012); 2. Investigation on the performance of a spark-ignited ethanol engine with DME enrichment (LIANG et al., 2012).	China
2	Saxena, Samveg  Dibble, Robert  Aceves, Salvador	2	1. Wet ethanol in HCCI engines with exhaust heat recovery to improve the energy balance of ethanol fuels (SAXENA et al., 2012); 2. Optimal operating conditions for wet ethanol in a HCCI engine using exhaust gas heat recovery. (SAXENA et al., 2014).	Estados Unidos da América (E.U.A.)

Quadro 4 – Autores com mais de um artigo selecionado

Fonte: Capes (2014 apud BILHÃO; SCHRIFFE; MARTINS, 2014).

A ordem cronológica das publicações, disponível na Tabela 1, acerca da junção dos termos: etanol e motores apresentou maior quantidade de publicações nos anos de 2012 (Tabela 4) e 2013. Em 2010 houve a menor quantidade de artigos selecionados (2).

Tabela 1 – Ordem cronológica acerca da quantidade das publicações selecionadas

Período	Quantidade
2009	4
2010	2
2011	5
2012	10
2013	10
2014	5

Fonte: Capes (2014 apud BILHÃO; SCHRIPE; MARTINS, 2014).

Posteriormente (Tabela 2) averiguou-se que os artigos que contextualizam as áreas: etanol e motores apresentou maior quantidade de publicações no periódico Fuel (Guildford), com 10 artigos, seguido por Applied Energy (6 artigos). Enquanto apenas uma publicação foi encontrada nos periódicos: Combustion and Flame; Journal of Mechanical Science and Technology; e Tribology Letters.

Tabela 2 – Periódicos, classificação Qualis e quantidade de artigos selecionados

Título do periódico	Qualis (Engenharias III)	Quantidade
Applied Energy	A1	6
Applied Thermal Engineering	A1	4
Combustion and Flame	A1	1
Energy (Oxford)	A1	3
Energy Conversion and Management	A1	2
Fuel (Guildford)	A1	10
Fuel Processing Technology	A1	3
International Journal of Automotive Technology	B2	3
International Journal of Hydrogen Energy	A2	2
Journal of Mechanical Science and Technology	*	1
Tribology Letters	**	1

\* Não consta classificação para Engenharia III;

\*\* Não consta nenhuma classificação.

Fonte: (CAPES, 2014, WEBQUALIS, 2014, apud BILHÃO; SCHRIFFE; MARTINS, 2014).

A tabela 2 oportuniza a contextualização dos dados encontrados com a Qualis, sistema de avaliação nacional dos periódicos; Dos 11 encontrados, 7 apresentam Qualis A1, 1 apresenta Qualis A2 e 1 B2, os demais não possuem classificação no sistema quanto ao grupo Engenharias III.

Entretanto, são periódicos internacionalmente reconhecidos, haja vista que, o Journal of Mechanical Science and Technology, em 2013 apresentou *Impact Factor* de 0,703 (JOURNAL OF MECHANICAL SCIENCE AND TECHNOLOGY, 2014). Enquanto, Tribology Letters apresentou o expressivo *Impact Factor* de 2,151 em 2013 (TRIBOLOGY LETTERS, 2014).

Amparado nos dados da pesquisa bibliográfica, se verifica a baixa expressividade de países como o Brasil no contexto científico de etanol e motores.

Concomitantemente, dentre outros pontos, verifica-se a oportunidade de desenvolvimento de pesquisas científicas acerca da utilização de etanol super-hidratado em motores.

#### 4.2 Dados de desempenho (potência e torque)

Os ensaios conduzidos com o etanol combustível e as misturas de etanol e água resultaram nos valores máximos e médios de potência e torque, apresentados na tabela 3.

Tabela 3 – Resultados de potência e torque

Parâmetro	Combustível			
	E95W5	E90W10	E85W15	E80W20
Potência máxima (cv)	237,2	250,2	247,9	229,0
Rotação de potência máxima (rpm)	6300	6300	6100	5700
Torque máximo (kgf.m)	27,2	28,7	29,6	29,2
Rotação de torque máximo (rpm)	5200	5400	5700	4600

Fonte: Dados da pesquisa.

Na tabela 4 estão expostas as diferenças encontradas nos valores de potência e toque para cada mistura de combustível utilizada nos ensaios.

Tabela 4 – Diferença do etanol super-hidratado em relação ao EHC

Diferença em relação ao E95W5			
Parâmetro	E90W10	E85W15	E80W20
Potência máxima	+5,48%	+4,51%	-3,45%
Torque máximo	+5,51%	+8,82%	+7,35%

Fonte: Dados da pesquisa.

Analisando a tabela 3 observa-se uma tendência de a potência máxima ser entregue em menores faixas de rotação. Conforme a tabela 4 é possível observar que as misturas de combustível E90W10 e E85W15 apresentaram ganhos em potência e torque em relação ao E95W5 e mesmo com expressivo valor de 20% de água, o E80W20 apresentou torque máximo superior ao E95W5.

A maior quantidade de água propicia o uso de pontos de ignição mais adiantados, uma vez que inibe o fenômeno de detonação, o que proporciona melhor aproveitamento da energia de combustão, gerando os maiores valores de potência e torque.

A maior quantidade de água também diminui a temperatura na câmara e deixa mais lento o processo de combustão, mas mantém constante a quantidade de energia produzida por ciclo, logo a quantidade de trabalho obtido é a mesma, que libera a mesma quantidade de calor, mas de forma mais eficiente.

#### 4.2.1 Etanol hidratado com 5% de água em volume - E95W5

As figuras 25 e 26 apresentam a variação de potência e torque, em função da rotação do motor.

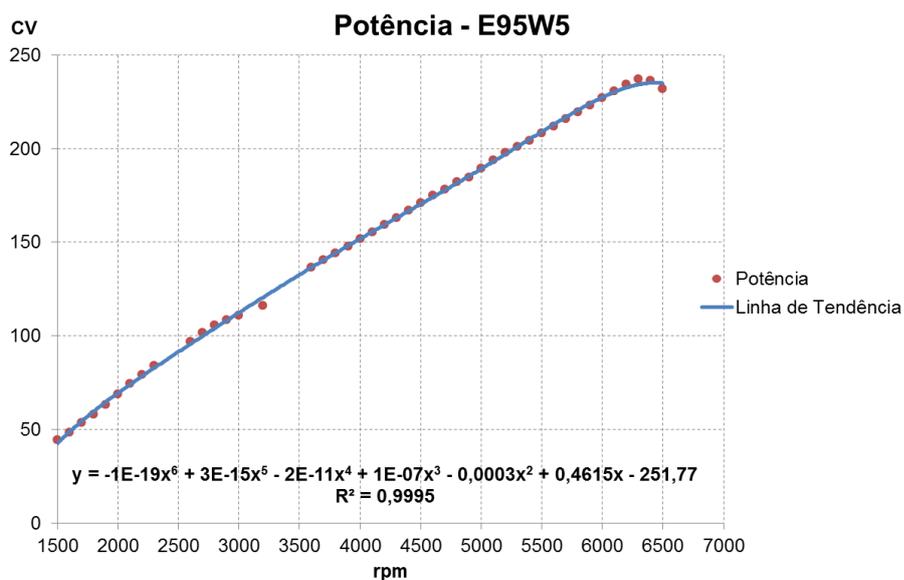


Figura 25 – Variação de potência – E95W5

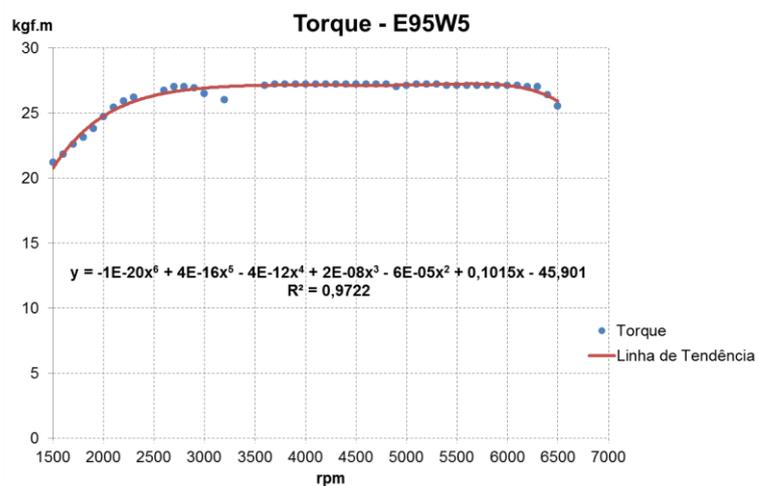


Figura 26 – Variação de torque - E95W5

Observado as figuras 25 e 26 percebe-se que a potência aumenta linearmente até os 6300 rpm e que praticamente não existe variação de torque entre 3000 e 6000 rpm.

#### 4.2.2 Etanol hidratado com 10% de água em volume - E90W10

As figuras 27 e 28 apresentam a variação de potência e torque, em função da rotação do motor.

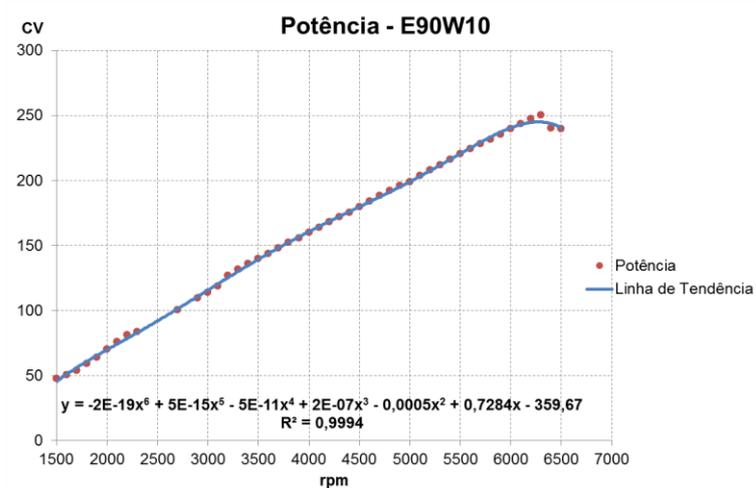


Figura 27 – Variação de potência – E90W10

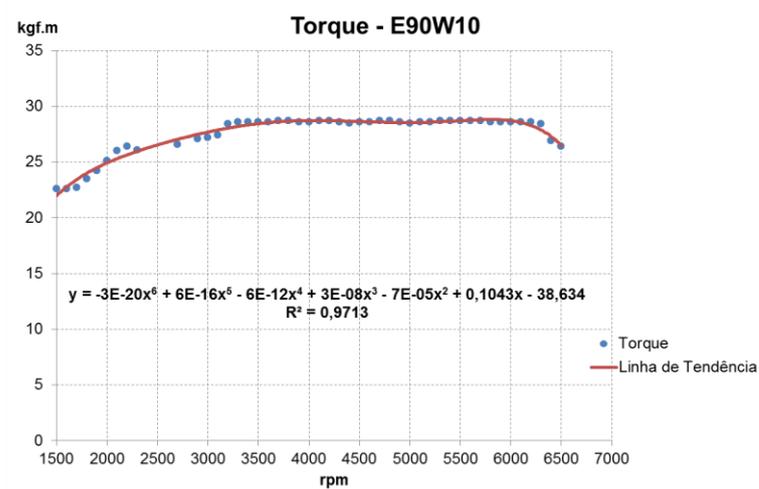


Figura 28 – Variação de torque – E90W10

Analisando as figuras 27 e 28 percebe-se que a potência também aumenta linearmente até os 6300 rpm, atingindo valores maiores, e que praticamente não existe variação de torque entre 3500 e 6000 rpm, sendo que também atinge valores maiores em comparação ao E95W5.

#### 4.2.3 Etanol hidratado com 15% de água em volume – E85W15

As figuras 29 e 30 apresentam a variação de potência e torque, em função da rotação do motor.

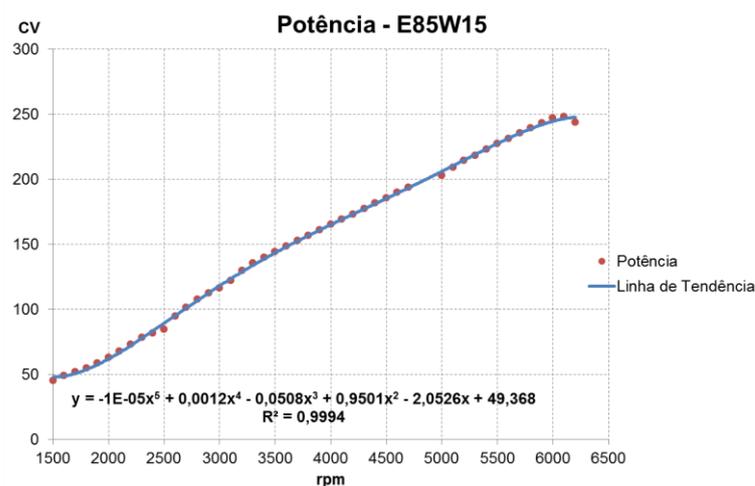


Figura 29 – Variação de potência – E95W15

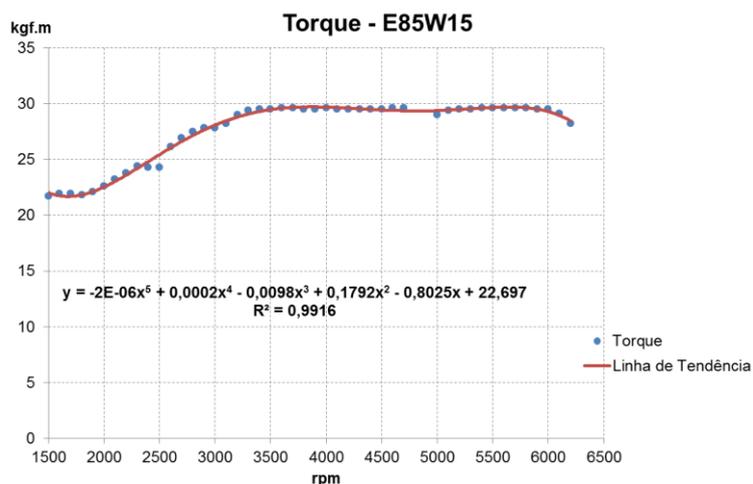


Figura 30 – Variação de torque – E95W15

Ao analisar-se as figuras 29 e 30 observa-se que a potência aumenta linearmente até os 6100 rpm, atingindo valores maiores em relação ao E95W5 e menores em relação ao E90W10, e que praticamente não existe variação de torque entre 3500 e 6000 rpm, sendo que atinge valores maiores em comparação ao E95W5 e ao E90W10.

#### 4.2.4 Etanol hidratado com 20% de água em volume – E80W20

As figuras 31 e 32 apresentam a variação de potência e torque, em função da rotação do motor.

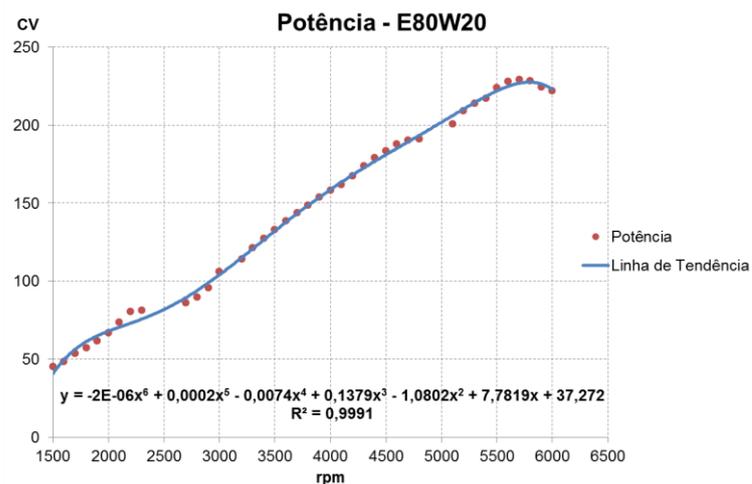


Figura 31 – Variação de potência – E80W20

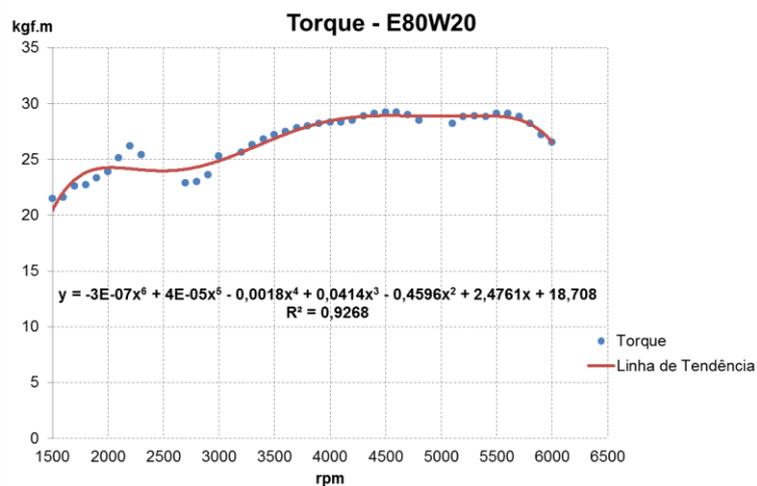


Figura 32 – Variação de torque – E80W20

Analisando as variações de potência e torque, apresentadas para todos os combustíveis, pode-se perceber que existe um comportamento semelhante entre as três primeiras amostras apresentadas e que o E80W20 apresenta mais oscilações e tende a perder potência a partir dos 5700 rpm e torque a partir dos 5500 rpm, diferente das outras amostras que ainda obtiveram ganhos a partir dessas rotações.

### 4.3 Variação de pressão no cilindro

O principal parâmetro de funcionamento monitorado durante os ensaios foi a pressão interna no cilindro para que se obtivesse semelhantes regimes de funcionamento do motor para cada amostra de combustível. Para cada ponto de controle realizou-se a aquisição de dados através de um sensor de pressão piezoelétrico juntamente com uma placa de aquisição de sinais. Os sinais eram enviados para o computador e monitorados através do *software LabView* que também armazenava os dados de pressão durante os ensaios.

#### 4.3.1 Comparação entre as variações de pressão obtidas

As variações de pressão adquiridas para cada ponto de controle para os combustíveis de ensaios são apresentadas nas figuras 33, 34 e 35.

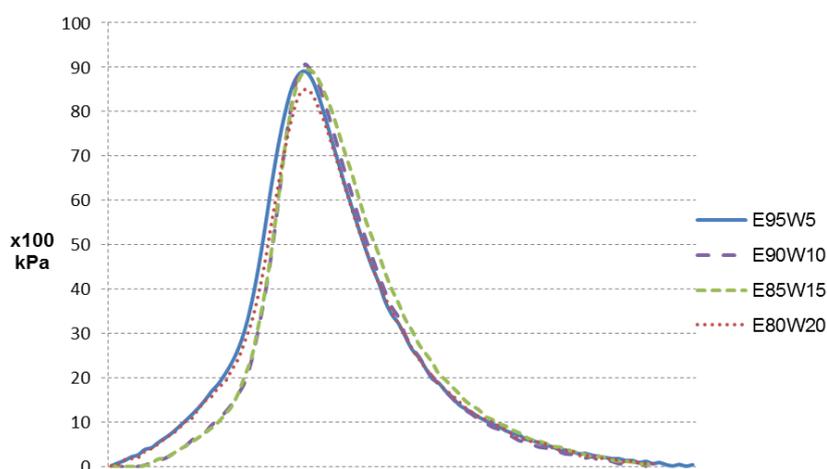


Figura 33 – Comparativo entre as variações de pressão para 3000 rpm

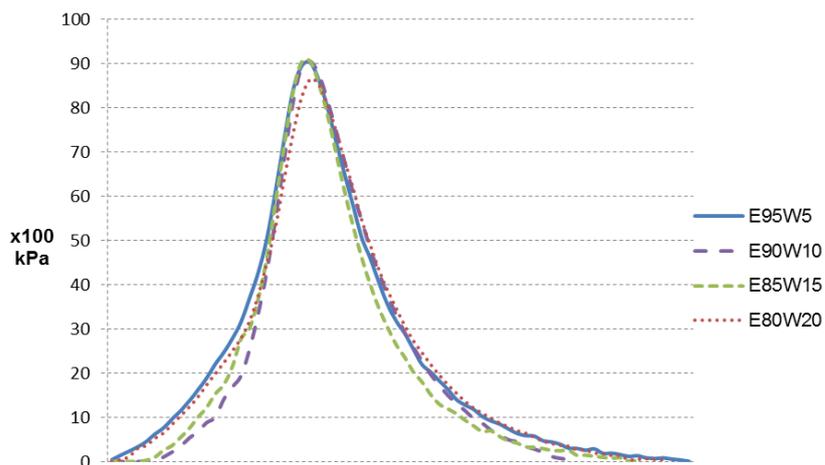


Figura 34 – Comparativo entre as variações de pressão para 4000 rpm

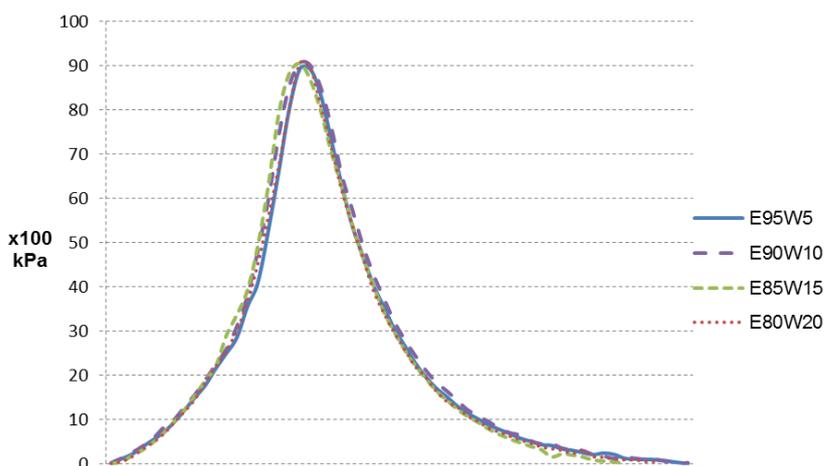


Figura 35 – Comparativo entre as variações de pressão para 5000 rpm

Como se pode observar nas figuras das curvas de pressão, durante os ensaios o pico de pressão máxima dentro do cilindro manteve-se em torno de 90 bar (9000 kPa), o que estabelece uma boa relação de comparação entre os ensaios com todas as amostras e em todos os pontos de controle.

#### 4.4 Consumo

Com base nos dados coletados durante os ensaios dinamométricos, apresentados no apêndice A, foram calculados o consumo por hora e o consumo específico, para cada amostra de combustível.

4.4.1 A tabela 5 apresenta os valores de consumo para o E95W5

Tabela 5 – Dados coletados e calculados para o E95W5

Ponto de controle E95W5	Média dos dados calculados			Dados calculados	
	Potência (kW)	Consumo (gramas)	Tempo de consumo (s)	Consumo por hora (g/h)	Consumo específico (g/kWh)
3000	82,0	111,7	10,1	39841,4	485,8
4000	128,7	165,0	10,5	56842,1	441,6
5000	158,7	191,7	10,1	68271,8	430,2

Fonte: Dados da pesquisa.

4.4.2 A tabela 6 apresenta os valores de consumo para o E90W10

Tabela 6 – Dados coletados e calculados para o E90W10

Ponto de controle E90W10	Média dos dados calculados			Dados calculados	
Faixa de rotação (rpm)	Potência (kW)	Consumo (gramas)	Tempo de consumo (s)	Consumo por hora (g/h)	Consumo específico (g/kWh)
3000	83,8	111,7	10,1	39841,4	475,2
4000	120,4	173,3	10,4	60134,9	499,4
5000	153,8	221,7	10,1	78957,8	513,3

Fonte: Dados da pesquisa.

4.4.3 A tabela 7 apresenta os valores de consumo para o E85W15

Tabela 7 – Dados coletados e calculados para o E85W15

Ponto de controle E85W15	Média dos dados calculados			Dados calculados	
Faixa de rotação (rpm)	Potência (kW)	Consumo (gramas)	Tempo de consumo (s)	Consumo por hora (g/h)	Consumo específico (g/kWh)
3000	83,1	113,3	10,3	39740,3	478,3
4000	122,2	180,0	10,4	62407,7	510,6
5000	156,4	233,3	10,3	81579,8	521,6

Fonte: Dados da pesquisa.

4.4.4 A tabela 8 apresenta os valores de consumo para o E80W20

Tabela 8 – Dados coletados e calculados para o E80W20

Ponto de controle E80W20	Média dos dados calculados			Dados calculados		
	Faixa de rotação (rpm)	Potência (kW)	Consumo (gramas)	Tempo de consumo (s)	Consumo por hora (g/h)	Consumo específico (g/kWh)
	3000	91,8	155,0	10,4	53861,0	586,9
	4000	125,6	245,0	10,4	84563,8	673,2
	5000	158,3	278,3	10,3	97124,4	613,6

Fonte: Dados da pesquisa.

Analisando os valores de consumo apresentados observa-se que quanto maior a quantidade de água, maior o consumo, em gramas, para todas as amostras e em todos os pontos de controle, o que é esperado uma vez que quanto maior a quantidade de água, maior a densidade da mistura. Porém em termos de consumo específico obteve-se valores menores, em relação ao E95W5, no ponto de controle de 3000 rpm para o E90W10 e o E85W15, o que também é esperado uma vez que a potência aumentou com uso desses combustíveis que, por suas características, favoreciam o uso de pontos de ignição mais adiantados e, mesmo com a mesma pressão interna nos cilindros, trabalhava mais próximo as condições de *maximum brake torque* (MBT).

#### 4.5 Densidade e poder calorífico inferior das amostras de combustível

Como visto anteriormente na figura 9, os valores fornecidos para o poder calorífico inferior estão em relação ao volume de combustível. Para o cálculo do poder calorífico inferior em relação à massa, foi necessário a conversão em relação aos valores medidos da densidade das amostras. Os valores calculados para o

poder calorífico inferior em função da massa são apresentados na tabela 9 juntamente com e os valores medidos para densidade das amostras.

Tabela 9 – Densidade e poder calorífico das amostras de combustível

Amostra	E95W5	E90W10	E85W15	E80W20
Densidade (kg/L)	0,827	0,840	0,852	0,866
Poder calorífico (MJ/L)	20,24	19,02	17,80	16,65
Poder Calorífico (MJ/kg)	24,48	22,64	20,89	19,23

Fonte: Breaux, Acharya, 2011 e dados da pesquisa.

Observa-se que quanto maior a quantidade de água, maior a densidade da mistura de etanol com água, o que era esperado, uma vez que a densidade da água é maior e, sendo o poder calorífico da água menor, quanto maior a quantidade de água, menor é o poder calorífico da mistura de etanol com água.

#### 4.6 Cálculo do rendimento térmico

Com base na equação 12, e utilizando os valores calculados de consumo específico, os valores do poder calorífico inferior do etanol, para cada proporção de água, conforme a tabela 9 é possível calcular o rendimento térmico nos pontos de controle para cada combustível utilizado no experimente, exibidos na tabela 10.

Tabela 10 – Rendimento térmico do motor nos pontos de controle para todos os combustíveis utilizados

Ponto de controle (rpm)	Combustível	Consumo específico (g/kWh)	Poder calorífico inferior (MJ/kg)	Rendimento térmico
3000	E95W5	485,8	24,48	30%
	E90W10	475,2	22,64	33%
	E85W15	478,3	20,89	36%
	E80W20	586,9	19,23	32%
4000	E95W5	441,6	24,48	33%
	E90W10	499,4	22,64	32%
	E85W15	510,6	20,89	34%
	E80W20	673,2	19,23	28%
5000	E95W5	430,2	24,48	34%
	E90W10	513,3	22,64	31%
	E85W15	521,6	20,89	33%
	E80W20	613,6	19,23	31%

Fonte: Breaux, Acharya, 2011 e dados da pesquisa.

No ponto de controle de 3000 rpm se obteve um rendimento térmico superior para todas as amostras de etanol super-hidratado em relação ao etanol hidratado combustível. Já no ponto de controle de 4000 rpm apenas o E85W15 obteve um rendimento maior em relação ao E95W5, e no ponto de controle de 5000 rpm o etanol hidratado combustível obteve rendimento térmico maior em relação a todas as mistura de etanol super-hidratado.

#### 4.7 Custo estimado do etanol super-hidratado

Com base no gráfico ilustrado na figura 5, foram determinados os valores para a energia gasta na destilação em relação ao poder calorífico inferior do etanol (Figura 36).

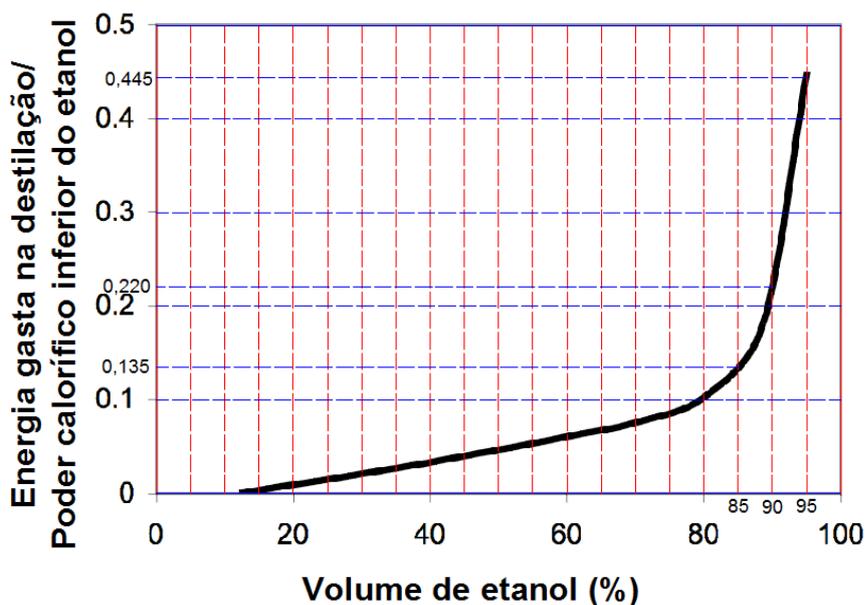


Figura 36 – Energia gasta na destilação em relação ao poder calorífico inferior do etanol

Fonte: Adaptado de Martinez-Frias, Aceves e Flowers, 2007.

Como se pode observar, a energia gasta na destilação, para se obter etanol com 95% de volume (E95W5) em relação ao poder calorífico inferior é 4,45 vezes maior que a energia gasta na destilação, para se obter etanol com 80% de volume (E80W20) em relação ao poder calorífico inferior. A tabela 11 relaciona os valores de energia gasta para a destilação de cada amostra utilizada nos experimentos, juntamente com seu poder calorífico inferior e a energia calculada gasta na destilação, em Megajoules por litro.

Tabela 11 – Cálculo da energia gasta na destilação em Megajoules por litro

Amostra	Poder calorífico (MJ/L)	Energia gasta na destilação em relação ao PCI	Energia calculada gasta na destilação (MJ/L)	Economia de energia gasta na destilação em relação ao E95W5 (%)
E95W5	20,24	0,445	9,008	—
E90W10	19,02	0,220	4,184	54%
E85W15	17,80	0,135	2,402	73%
E80W20	16,65	0,100	1,665	82%

Fonte: Breaux, Acharya, 2011; Martinez-Frias, Aceves e Flowers, 2007 e dados da pesquisa.

Relacionando os valores encontrados na tabela 11 com os valores apresentados anteriormente na figura 7, que apresenta o gasto energético para produção do etanol a partir da cana-de-açúcar, pode-se estimar o custo final da produção do etanol super-hidratado em relação ao etanol combustível convencional. Os valores estimados encontram-se na tabela 12.

Tabela 12 – Estimativa do custo da produção do etanol super-hidratado

Volume de etanol	E95W5	E90W10	E85W15	E80W20
Operação	% do custo do litro			
Manutenção	0,05%	0,05%	0,05%	0,05%
Fermentação	0,02%	0,02%	0,02%	0,02%
Desintegração / moagem	3,42%	3,42%	3,42%	3,42%
Destilação	22,04%	10,24%	5,88%	4,07%
Hidrólise / sacarificação / tratamento do caldo	65,17%	65,17%	65,17%	65,17%
Produção agrícola	9,31%	9,31%	9,31%	9,31%
Totais	100,00%	88,20%	83,84%	82,03%
Economia de Energia (%)	—	11,80%	16,16%	17,97%

Fonte: Salla, 2008 e dados da pesquisa.

Conforme os dados obtidos, tem-se que o custo energético final para a produção do etanol super-hidratado, em relação ao E95W5, é, aproximadamente, 12% menor para o E90W10, 16% menor para o E85W15 e 18% menor para o E80W20.

#### 4.8 Viabilidade econômica do uso do etanol super-hidratado

De posse dos valores do custo estimado do litro do etanol super-hidratado, pode-se fazer uma comparação com o consumo específico, em litros por kWh, de cada amostra de combustível utilizada nos ensaios. A tabela 13 apresenta essa comparação.

Tabela 13 – Comparação entre o custo estimado do litro do etanol super-hidratado e o consumo específico para cada amostra

Combustível	Ponto de controle (rpm)	Consumo Específico (L/kWh)	Diferença do Consumo específico (L/kWh) em relação ao E95W5	Economia de energia na produção em relação ao custo do litro do E95W5
E80W20	3000	0,67776	+15,46%	17,97%
	4000	0,77731	+45,56%	
	5000	0,70858	+36,26%	
Média			+32,43%	
E85W15	3000	0,56138	-4,36%	16,16%
	4000	0,59934	+12,24%	
	5000	0,61225	+17,74%	
Média			+8,54%	
E90W10	3000	0,56568	-3,63%	11,80%
	4000	0,59447	+11,32%	
	5000	0,61110	+17,52%	
Média			+8,40%	
E95W15	3000	0,58745	—	—
	4000	0,53400	—	
	5000	0,52020	—	

Fonte: Dados da pesquisa.

Analisando os valores da tabela 13 pode-se estimar que a relação entre economia de energia na produção do E80W20 é inferior ao aumento do consumo gerado pelo uso dessa mistura, desfavorecendo seu uso. Em relação ao E85W15, o

valor para economia de energia de produção é maior que o valor do aumento de consumo, em dois dos três pontos de controle, ficando na mesma faixa no terceiro ponto. Já o E90W10 apresenta valores de consumo específico inferiores ao valor de economia de energia na produção.

Em uma análise geral, o E85W15 apresenta o maior valor de economia de energia na produção em relação à média dos consumos específicos, mostrando ser o mais atrativo economicamente.

#### 4.9 Problemas na utilização do etanol super-hidratado

Durante a realização dos ensaios, foram observados alguns problemas em relação ao uso do etanol super-hidratado. A contaminação do óleo lubrificante foi considerada o mais preocupante. Constantemente entre os ensaios o óleo lubrificante era verificado, e constatou-se a necessidade de substituí-lo. A figura 37 ilustra uma comparação entre duas situações de uso do óleo lubrificante, com o E95W5 e o E80W20, e uma amostra sem uso.



Figura 37 – Comparação entre as amostras de óleo lubrificante

Observando a figura 37 pode-se notar a diferença entre a tonalidade do óleo lubrificante utilizado para os ensaios do E95W5, que é mais escuro em relação à amostra sem uso. Já a amostra utilizada para os ensaios com o E80W20 apresenta uma tonalidade esverdeada, provavelmente causada por contaminação do óleo lubrificante com vapores de água oriundos da combustão do etanol super-hidratado.

Entre os ensaios com o E90W10 e o E85W15 não se verificou a necessidade de substituição do óleo lubrificante, e a amostra deste mostrou-se semelhante ao do E95W5 (Figura 38).

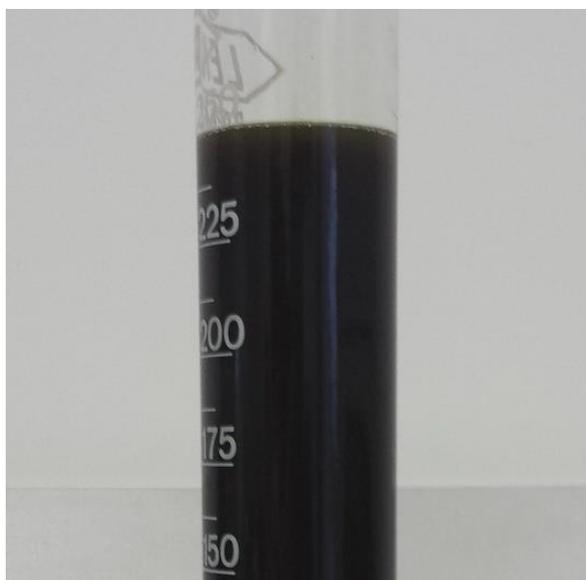


Figura 38 – Amostra do óleo lubrificante utilizado nos ensaios do E90W10 e do E85W15

Ainda em relação ao óleo lubrificante, constatou-se a formação excessiva de depósitos na tampa de válvulas (Figura 39).

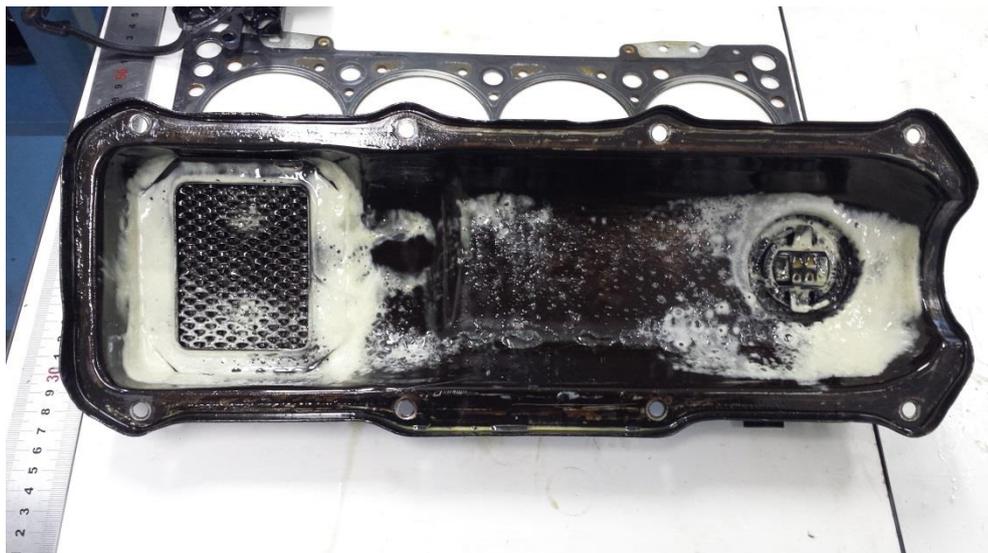


Figura 39 – Formação excessiva de depósitos na tampa de válvulas

Além da contaminação do óleo lubrificante observou-se o início de pontos de corrosão nos componentes internos do cabeçote do motor, ao ser aberto três dias após não entrar em condições de funcionamento (Figura 40).

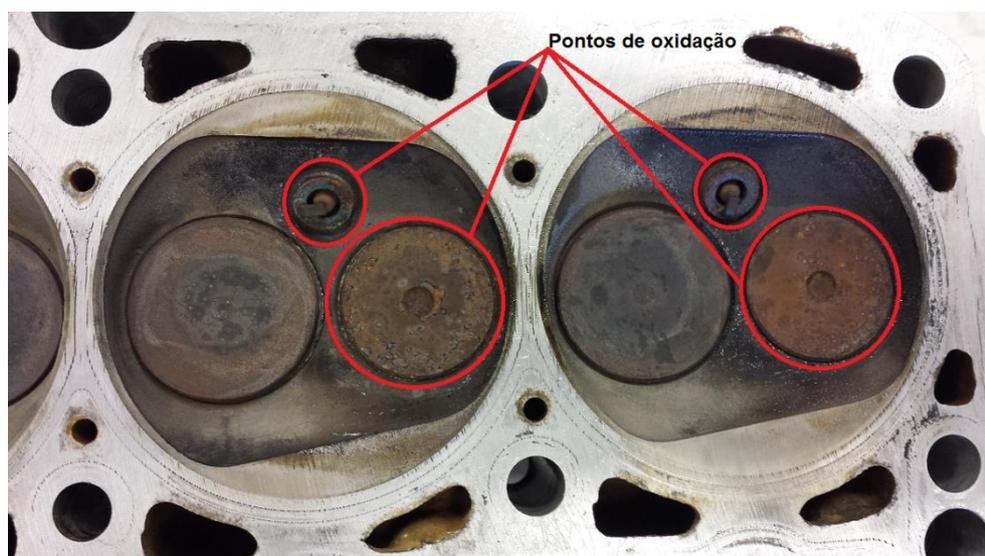


Figura 40 – Pontos de corrosão nas válvulas e nas velas de ignição

Durante a realização dos ensaios também foi necessário realizar a troca da bomba de combustível, que travou devido aos efeitos da corrosão causada pelo excesso de água.

## 5 CONCLUSÃO

Os ensaios realizados com etanol super-hidratado produziram valores de potência maiores para o E90W10 e o E85W15, em faixas de rotação semelhantes enquanto o E80W20 produziu um valor ligeiramente menor, porém em uma faixa de rotação menor. Em relação aos valores de torque observou-se aumento para todas as mistura de etanol super-hidratado, sendo que, o E80W20 apresentou novamente o valor máximo em faixas de rotação menores.

O rendimento térmico calculado foi maior em relação ao E95W5 para todas as amostras no ponto de controle de 3000 rpm, no ponto de controle de 4000 rpm apenas a amostra do E85W15 obteve um valor calculado maior. Para todos os outros pontos de controle os rendimentos das amostras do etanol super-hidratado foi menor, sendo que os valores mais baixos são da amostra do E80W20.

Economicamente o custo da produção do E80W20 é o mais atrativo, porém o consumo elevado para essa amostra torna proibitivo o seu uso. Já as amostras do E90W10 e do E85W15 retornaram valores menores de consumo em relação aos valores de produção. Sendo o E85W15 o combustível que apresenta a maior diferença entre o consumo específico e a economia de energia para a sua produção.

O alto teor de água no etanol pode ser considerado, inicialmente, como um diluente inerte, porém apresenta desafios e oportunidades. Se por um lado tem-se o aumento da quantidade de combustível requerida para conseguir a mesma quantidade de energia, por outro o efeito de arrefecimento será maior. E sendo a carga de diluição de combustível no óleo lubrificante maior, maior será o desafio para projetos de componentes e lubrificantes para operar com o etanol super-hidratado.

Este estudo revela que o etanol com o teor alcóolico tão baixo quanto E85W15 se comporta como um combustível economicamente viável e é recomendado como um meio de aumentar o retorno econômico ao utilizar etanol super-hidratado em situações em que o aumento do consumo volumétrico do combustível é aceitável.

Considerando que a implantação de combustíveis alternativos está evoluindo a nível mundial, tais questões podem permitir melhor alinhamento entre oferta e demanda para o setor de transporte.

## **5.1 Sugestões para trabalhos futuros**

- Realizar ensaios em diferentes regimes de rotações;
- Utilizar diferentes relações de compressão;
- Avaliar a utilização de sistemas de aquecimento para evaporação completa do combustível no coletor de admissão;
- Realizar análise de emissões;
- Fazer análise química do óleo lubrificante;
- Realizar estudo de desgaste do motor; e
- Averiguar se existe possibilidade de redução no custo de produção na etapa de hidrólise, sacarificação e tratamento do caldo.

## REFERÊNCIAS

ABNT. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 1585**: Veículos rodoviários - Código de ensaio de motores - Potência líquida efetiva). Rio de Janeiro, Jun. 1996. 26p.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. **Resolução ANP Nº 7, de 15.04.2013**. Brasília, DF, 19 de março 2001. Disponível em <[www.anp.gov.br](http://www.anp.gov.br)>. Acesso em: 21 jan. 2015.

AGNEW, B. Planet Earth, getting too hot for health? **Bulletin of the World Health Organization**, v. 79, n. 11, p. 1090-1092, 2001.

AHMED, N. A.; CAMERON, M. The challenges and possible solutions of horizontal axis wind turbines as a clean energy solution for the future. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 38, p. 439-460. Oct. 2014.

AMBIENTE BRASIL. **Emissão Veicular**. Disponível em: <[http://ambientes.ambientebrasil.com.br/qualidade\\_do\\_ar/fontes\\_de\\_poluicao/emissao\\_veicular.html](http://ambientes.ambientebrasil.com.br/qualidade_do_ar/fontes_de_poluicao/emissao_veicular.html)>, [acessado em março de 2013].

BEYERLEIN, S.; MCILROY, D.;BLACKKETHER, D.; STECIAK, J.; CLARKE, E.; MORTON, A. Homogeneous Charge Combustion of Aqueous Ethanol. **Peport N01-09**, U.S. Department of Transportation, 2001.

BILHÃO, J. A.; SCHRIPE, P. MARTINS, M. E. S. Contexto científico do emprego do etanol em motores. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO. **Anais...** Ponta Grossa: UTFPR, 2014. Disponível em: <<http://www.aprepro.org.br/combrepro/2014/down.php?id=759&q=1>>. Acesso em: 23 jan. 2015.

BORGES, R.; DAMASCENO, N. **O livro do automóvel**. Ed. Seleções Reader'r Digest, São Paulo, 1982.

BP (British Petroleum), **Statistical Review of World Energy 2014**, Disponível em <<http://www.bp.com/en/global/corporate/about-bp/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html>>. Acesso em: 09 mar. 2015.

BREAUX, B. **The effect of elevated water content on ethanol combustion**. 2012. 121 f. Dissertação (Master of Science in Mechanical Engineering) - Louisiana State University, 2012.

BREAUX, B.; ACHARYA, S. The Effect of Elevated Water Content on Ethanol Combustion: a Feasibility Study. **Proceedings of the ASME 2011 Power Conference**, Denver, Colorado 2011.

BREWSTER, S.; RAILTON, D.; MAISEY, M.; FREW, R. The effect of E100 water content on high load performance of a spray guide direct injection boosted engine. **SAE Paper** 2007-01-2648, 2007.

CHANGWEI, J.; XIAOXU, D.; BINGJIE, J.; SHUOFENG, W.; BO, Z.; CHEN, L.; XIAOLONG, L. Improving the performance of a spark-ignited gasoline engine with the addition of syngas produced by onboard ethanol steaming reforming. **International Journal of Hydrogen Energy**, v. 37, n. 9., p. 7860-7869, May. 2012.

CHANGWEI, J.; CHEN, L.; YONGMING, Z.; XIAOLONG, L.; BINBIN, G. Investigation on idle performance of a spark-ignited ethanol engine with dimethyl ether addition. **Fuel Processing Technology**, v. 94, n. 1, p. 94-101, Feb. 2012.

CHRISTENSEN, M.; JOHANSSON, B. Homogeneous Charge Compression Ignition with Water Injection. **SAE Paper** 1999-01-0182, 1999.

CONAB. **Acompanhamento da safra brasileira - cana-de-açúcar – safra 2014/2015 – Terceiro levantamento**. Disponível em: <[http://www.conab.gov.br/OlalaCMS/uploads/arquivos/14\\_12\\_19\\_09\\_02\\_49\\_boletim\\_cana\\_portugues\\_-\\_3o\\_lev\\_-\\_2014-15.pdf](http://www.conab.gov.br/OlalaCMS/uploads/arquivos/14_12_19_09_02_49_boletim_cana_portugues_-_3o_lev_-_2014-15.pdf)>. Acesso em: 01 mar. 2015.

CORDON, D.; CLARKE, E.; BEYERLEIN, S.; STECIAK, J.; CHERRY, M. Catalytic Igniter to Support Combustion of Ethanol-Water/Air Mixtures in Internal Combustion Engines. **SAE Fuels and Lubricants Meeting**, Paper 02FFL-46, 2002.

ELKINGTON, J. Partnerships from cannibals with forks: the triple bottom line of 21st-century business. **Environmental Quality Management**, v. 8, n. 1, p. 37 – 51, 1998.

ELLABBAN, O.; ABU-RUB, H.; BLAABJERG, F. Renewable energy resources: Current status, future prospects and their enabling technology. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Vol.39, p. 748-764. Nov. 2014.

EMBRAPA AGROBIOLOGIA. **Mitigação das emissões de gases de efeito estufa pelo uso de etanol da cana-de-açúcar produzido no Brasil**. Disponível em: <<https://www.embrapa.br/busca-de-publicacoes/-/publicacao/630482/mitigacao-das-emissoes-de-gases-efeito-estufa-pelo-uso-de-etanol-da-cana-de-acucar-produzido-no-brasil>>. Acesso em: 01 mai. 2013.

GIACOSA, D. **Motores Endotérmicos**. Trad. González-Vallés. Barcelona, España: HOEPLI - Ed. Científico-Médica, 1964.

GOMES, G. M. F.; VILELA, A. C. F.; ZEN, L. D.; OSÓRIO, E. Aspects for a cleaner production approach for coal and biomass use as a decentralized energy source in southern Brazil. **Journal of Cleaner Production**, v. 47, p. 85-95. May 2013.

HEYWOOD, J., **Internal Combustion Engines Fundamentals**, p. 387-485, McGraw-Hill Book Company, 1988. ISBN 0-07-100499-8.

KUCUKVAR, M.; EGILMEZ, G.; TATARI, O. Sustainability assessment of U.S. final consumption and investments: triple-bottom-line input-output analysis. **Journal of Cleaner Production**, v. 81, p. 234-243, Oct. 2014

JEULAND, N.; MONTAGNE, X.; GAUTROT, X. Potentiality of ethanol as a fuel for dedicated engine. **Oil & Gas Science and Technology**, v. 59, n<sup>o</sup> 6, p. 559-570, 2004.

JOURNAL OF MECHANICAL SCIENCE AND TECHNOLOGY. Disponível em: <<http://www.springer.com/engineering/mechanical+engineering/journal/12206>>. Acesso em: 18 set. 2014.

LADISCH, M. R.; DYCK, K. Dehydration of Ethanol: New Approach Gives Positive Energy Balance. **Science**, v. 205, p. 878-900, 1979.

LANZANOVA, T. D. M. **Avaliação numérica e experimental do desempenho de um motor otto operando com etanol hidratado**. 2013. 134 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

LENZ, H. P. **Mixture formation in spark-ignition engines**. Springer-Verlag/Wien. SAE. Nova York, 1992.

LIANG, C.; JI, C.; GAO, B.; LIU, X.; ZHU, Y. Investigation on the performance of a spark-ignited ethanol engine with DME enrichment. **Energy Conversion and Management**, v.58, pp.19-25, June 2012.

MACK, J. H.; ACEVES, S. M.; DIBBLE, R. W. Demonstrating direct use of wet ethanol in a homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine. **Energy**, v. 34, p. 782–787, 2009.

MACLEAN, H. L.; LAVE, L. B. Evaluating automobile fuel/propulsion system technologies. **Progress in Energy and Combustion Science**. v. 29, p. 1-69, 2003.

MACINNEN, H. **Turbochargers**. 1st Ed. Tucson, Arizona. HPBooks, 1978.

MALHADO, A. C. M.; ARAUJO, L. M.; LADLE, R. J. Missed opportunities: sustainable mobility and the 2014 FIFA World Cup in Brazil. **Journal of Transport Geography**, v. 31, p. 207-208, July 2013.

MARTINEZ-FRIAS, J.; ACEVES, S. M.; FLOWERS, D. L. Improving Ethanol Life Cycle Energy Efficiency by Direct Utilization of Wet Ethanol in HCCI Engines. **Transactions of ASME**, v. 129, p. 332-337, 2007.

MARTINS, F. R.; ABREU, S. L.; PEREIRA, E. B. Scenarios for solar thermal energy applications in Brazil. **Energy Policy**, v. 48, p. 640-649. Set. 2012.

MILANEZ, A. Y., NYKO, D., GARCIA, J. L. F. XAVIER, C. E. O. Logística para o etanol: situação atual e desafios futuros. **BNDES Setorial**; v. 31, p. 49-98, Jun. 2010.

MECCIA, C. O carro a álcool. **AUTOentusiastas**, São Paulo, 21 jun. 2014. Disponível em <<http://autoentusiastas.com.br/2014/06/o-carro-a-alcool/>>. Acesso em: 27 ago. 2014.

MIRANDA, H. F.; SILVA, A. N. R. Benchmarking sustainable urban mobility: The case of Curitiba, Brazil. **Transport Policy**, v. 21, p. 141-151, Mai 2012.

MOEINADDINI, M.; ASADI-SHEKARI, Z.; SHAH, M. Z. An urban mobility index for evaluating and reducing private motorized trips. **Measurement**, v. 63, p. 30-40, Mar. 2015.

MORAES, B. S.; JUNQUEIRA, T. L.; PAVANELLO, L. G.; CVALETT, O.; MANTELATTO, P. E.; BONOMI, A.; ZAIAT, M. Anaerobic digestion of vinasse from sugarcane biorefineries in Brazil from energy, environmental, and economic perspectives: Profit or expense? **Applied Energy**, v. 113, p. 825-835, Jan. 2014.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 6. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2009.

NGK DO BRASIL LTDA. **Manual Técnico de Produtos**. São Paulo. 2004.

PANA, C.; NEGURESCU, N.; POPA, M. G.; CERNAT, A. L.; SOARE, D. Aspects of the use of ethanol in spark ignition engine. **SAE Paper**, 2007012040, 2007.

PAULINO, E. T. The agricultural, environmental and socio-political repercussions of Brazil's land governance system. **Land Use Policy**, v. 36, p. 134-144, Jan. 2014.

PUZINAUSKAS, P. V. Examination of Methods Used to Characterize Engine Knock. **SAE Technical Paper Series**. Paper N°. 920808. Detroit, Michigan, 1992.

SALLA, D. A. **Análise energética de sistemas de produção de etanol de mandioca, cana-de-açúcar e milho**. 2008. 168f. Tese (Doutorado em Energia na Agricultura) - Faculdade de Ciência Agrônômicas, Universidade Estadual Paulista de Botucatu, Botucatu, 2008.

SAXENA, S.; SCHNEIDER, S. ACEVES, S. DIBBLE, R. Wet ethanol in HCCI engines with exhaust heat recovery to improve the energy balance of ethanol fuels. **Applied Energy**, v. 98, pp. 448-457, 2012.

SAXENA, S.; VUILLEUMIER, D.; KOZARAC, D.; KRIECK, M.; DIBBLE, R.; ACEVES, S. Optimal operating conditions for wet ethanol in a HCCI engine using exhaust gas heat recovery. **Applied Energy**, v. 116, p. 269-278, Mar. 2014.

SEABRA, J. E. A.; TAO, L.; CHUM, H. L.; MACEDO, I. C. A techno-economic evaluation of the effects of centralized cellulosic ethanol and co-products refinery options with sugarcane mill clustering. **Biomass and Bioenergy**, v. 34, p. 1065–1078, 2010.

STONE, R. **Introduction to Internal Combustion Engines**. 2nd Ed., New York, USA, SAE, 1999.

TABORDA, L. W. **Avaliação da viabilidade técnica e econômica da produção de etanol em planta piloto a partir da batata-doce (ipomoea batatas)**. 2014. 92 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Produção) - Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2014.

TAYLOR, C. F. **Análise dos Motores de Combustão Interna**. v.1, 2ª ed. Editora Edgar Blucher Ltda., São Paulo, 1988.

TRIBOLOGY LETTERS. Disponível em: <<http://www.springer.com/materials/surfaces+interfaces/journal/11249>>. Acesso em: 18 set. 2014.

TSAO, K. C.; WANG, C. L. Performance of Gasoline-Water in a modified SI Engine. **SAE Paper** 841399, 1984.

VAN WYLEN, G. J., SONNTAG, R. E.; BORNGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**, 4ª ed. Editora Edgar Blucher Ltda., São Paulo, 1995.

WALTER, A.; DOLZAN, P.; QUILODRA, O.; DE OLIVEIRA, J. G.; SILVA, C.; PIACENTE, F.; SEGERSTEDT, A. Sustainability assessment of bio-ethanol production in Brazil considering land use change, GHG emissions and socio-economic aspects. **Energy Policy**. v. 39, p. 5703–5716, 2011.

WESTBROOK, C. K. **The Chemistry Behind Engine Knock**. Gale Group - Chemistry and Industry, n.15, p.562-565, ago. 1992.

YANG, C-J.; ZHOU, Y.; JACKSON, R. B. China's fuel gas sector: History, current status, and future prospects. **Utilities Policy**. v. 28, p. 12-21, Mar. 2014.

# APÊNDICES

## Apêndice A – Tabela com as médias dos valores medidos e calculados

MÉDIAS E80W20													
ROTAÇÃO (rpm)	TORQUE (kgf.m)	POTÊNCIA (cv)	POTÊNCIA (kW)	LAMBDA (λ)	PRESSÃO TURBO (kgf/cm <sup>2</sup> )	TEMP DO MOTOR (°C)	TEMP NA ADMISSÃO (°C)	PRESSÃO DE COMB (bar)	CONSUMO (gramas)	TEMPO DE CONSUMO (s)	SPARK ADVANCE (deg)	CONSUMO ESPECÍFICO (g/kWh)	
3000	29,8	124,8	91,8	0,8	0,62	76,3	97,9	4,4	155,0	10,4	24,4	587	
4000	30,5	170,8	125,6	0,8	0,86	74,7	110,1	4,4	245,0	10,4	23,0	673	
5000	30,2	215,2	158,3	0,9	0,92	78,0	112,9	4,4	278,3	10,3	27,2	614	
MÉDIAS E85W15													
ROTAÇÃO (rpm)	TORQUE (kgf.m)	POTÊNCIA (cv)	POTÊNCIA (kW)	LAMBDA (λ)	PRESSÃO TURBO (kgf/cm <sup>2</sup> )	TEMP DO MOTOR (°C)	TEMP NA ADMISSÃO (°C)	PRESSÃO DE COMB (bar)	CONSUMO (gramas)	TEMPO DE CONSUMO (s)	SPARK ADVANCE (deg)	CONSUMO ESPECÍFICO (g/kWh)	
3000	26,9	113,0	83,1	0,8	0,39	65,0	73,2	4,2	113,3	10,3	31,0	478	
4000	29,8	166,2	122,2	0,8	0,62	57,0	87,2	4,4	180,0	10,4	29,7	511	
5000	30,2	212,6	156,4	0,9	0,93	73,0	103,1	4,5	233,3	10,3	27,7	522	
MÉDIAS E90W10													
ROTAÇÃO (rpm)	TORQUE (kgf.m)	POTÊNCIA (cv)	POTÊNCIA (kW)	LAMBDA (λ)	PRESSÃO TURBO (kgf/cm <sup>2</sup> )	TEMP DO MOTOR (°C)	TEMP NA ADMISSÃO (°C)	PRESSÃO DE COMB (bar)	CONSUMO (gramas)	TEMPO DE CONSUMO (s)	SPARK ADVANCE (deg)	CONSUMO ESPECÍFICO (g/kWh)	
3000	27,2	114,0	83,8	0,8	0,38	72,3	76,3	4,2	111,7	10,1	30,0	475	
4000	29,4	163,7	120,4	0,8	0,63	69,0	86,0	4,2	173,3	10,4	30,3	499	
5000	30,0	209,1	153,8	0,9	0,88	73,3	101,6	4,4	221,7	10,1	28,0	513	
MÉDIAS E95W5													
ROTAÇÃO (rpm)	TORQUE (kgf.m)	POTÊNCIA (cv)	POTÊNCIA (kW)	LAMBDA (λ)	PRESSÃO TURBO (kgf/cm <sup>2</sup> )	TEMP DO MOTOR (°C)	TEMP NA ADMISSÃO (°C)	PRESSÃO DE COMB (bar)	CONSUMO (gramas)	TEMPO DE CONSUMO (s)	SPARK ADVANCE (deg)	CONSUMO ESPECÍFICO (g/kWh)	
3000	27,0	111,5	82,0	0,9	0,42	74,3	80,6	4,2	111,7	10,1	25,0	486	
4000	30,5	175,0	128,7	0,9	0,69	79,0	100,3	4,3	165,0	10,5	21,7	442	
5000	30,4	215,8	158,7	0,9	0,86	79,7	109,3	4,4	191,7	10,1	22,0	430	