



**UNIVERSIDADE FEDERAL DA BAHIA
ESCOLA POLITÉCNICA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA INDUSTRIAL**

MÁRCIO AUGUSTO SAMPAIO DE CARVALHO

**AVALIAÇÃO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA CICLO OTTO UTILIZANDO DIFERENTES
TIPOS DE COMBUSTÍVEIS**

Salvador

2011

MÁRCIO AUGUSTO SAMPAIO DE CARVALHO

**AVALIAÇÃO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO
INTERNA CICLO OTTO UTILIZANDO DIFERENTES
TIPOS DE COMBUSTÍVEIS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós
Graduação em Engenharia Industrial da Universidade
Federal da Bahia como parte dos requisitos para
obtenção do grau de Mestre em Engenharia Industrial.

Orientador: Prof. Dr. Ednildo Andrade Torres.

Salvador

2011

Dedicatória

À minha família, em especial aos meus pais, por tudo que representam em minha vida.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus, por tudo.

Ao professor Ednildo, não somente pela orientação prestada neste trabalho, mas, pelo apoio e incentivo em pesquisas que se iniciaram desde a época de iniciação científica.

Aos colegas e amigos do Laboratório de Energia da UFBA.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Industrial pela infra-estrutura, organização e presteza dos coordenadores, professores e funcionários.

Aos amigos, colegas e ao SENAI CIMATEC.

Ao Gerente Luciano, que desde o início incentivou e colaborou em etapas fundamentais para que esse trabalho fosse desenvolvido.

Ao colega Júlio, que um dia foi meu professor e me instigou a buscar respostas sobre as questões dos motores de combustão interna.

Aos colegas Jaime, Diego e mestre Ubaldo, pelo apoio prestado nas etapas de desmontagem, inspeções e medições do motor utilizado nos ensaios.

Aos bolsistas e estagiários: Leandro, Ueslei e João. Em especial ao bolsista Victor, que foi um importante parceiro na execução dos ensaios do motor.

Ao colega Altino, pelo grande apoio prestado na manutenção do dinamômetro utilizado nos ensaios.

À querida doutora Lilian, pela ajuda prestada na finalização deste trabalho.

À minha namorada Sheila, pelos momentos de incentivo e por estar presente ao longo do curso de desenvolvimento deste trabalho.

Ao CNPQ, pelo apoio financeiro para obtenção de equipamentos e acessórios necessários aos ensaios experimentais.

À Petrobahia, pelos combustíveis disponibilizados para os ensaios.

Enfim, a todos aqueles que direta ou indiretamente contribuíram para que este trabalho fosse realizado.

Resumo

Este trabalho apresenta uma avaliação de um motor de combustão interna ciclo Otto, 1,4 L de volume e potência máxima de 77,2 kW, utilizando diferentes tipos de combustíveis. São abordadas características importantes dos combustíveis utilizados em motores de combustão interna, as emissões veiculares e fatores de projeto que influenciam no desempenho, eficiência e emissões do motor. O trabalho faz uma abordagem de conceitos da termodinâmica como entropia, irreversibilidades, exergia (que é o máximo trabalho obtido da energia) e a aplicação das Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica em motores de combustão interna. A metodologia do trabalho consistiu de ensaios experimentais realizados em um dinamômetro de bancada, onde foram comparados os resultados de desempenho (torque e potência), consumo de combustível, eficiências e emissões entre os combustíveis álcool, gasolina, misturas gasolina/álcool e gás natural veicular (GNV). Em relação aos resultados de desempenho, o combustível que proporcionou os maiores valores de torque e potência ao motor foi o álcool etílico anidro combustível (AEAC). Nas misturas com a gasolina, houve também aumento dos resultados de desempenho e eficiência conforme se aumentava o percentual de AEAC. Comparando os resultados dos combustíveis líquidos com o combustível gasoso, foi observado que o GNV apresentou a maior eficiência entre todos os combustíveis do comparativo, embora em relação ao desempenho, os valores apresentados pelo GNV tenham sido significativamente inferiores aos demais combustíveis líquidos. De uma maneira geral, esse trabalho destacou o álcool combustível, tanto pelos bons resultados de desempenho e eficiência, como do ponto de vista ambiental por ser provindo da biomassa, sendo sua fonte de origem considerada renovável e parte das emissões de CO₂ capturadas nos vegetais que dão origem ao combustível.

Palavras chave: Motores de Combustão Interna, Combustíveis, Eficiência, Exergia.

Abstract

This work presents a thermodynamic efficiency study of a spark ignition internal combustion engine, 1.4 L, maximum power of 77.2 kW using different fuels. In this study the fuel characteristics, vehicle emissions and design features that influence the performance and engine efficiency are addressed. This work makes use of an approach to the thermodynamic concepts of entropy, irreversibility, exergy and the application of the First and Second Laws of Thermodynamics in internal combustion engines. The method consists of experimental tests carried out on a bench dynamometer comparing the performance, fuel consumption, efficiency and emissions of various fuels: ethanol, gasoline, gasoline-ethanol mixtures and compressed natural gas (CNG). In terms of performance, the fuel that provided the best torque and power to the engine was anhydrous ethyl alcohol fuel. Among the liquid fuels the results showed that as the percentage of alcohol in a gasoline blend increased, so did the results in terms of efficiency and engine performance. Comparing the results of liquid fuels with a gaseous fuel, it was observed that CNG had the highest fuel efficiency of all the fuels in the study whereas with regard to performance, the values for CNG were significantly lower than liquid fuels. In general, this work highlights the alcohol fuel, both for its good results in performance and efficiency. From the environmental point of view if this fuel comes from biomass, considered renewable, CO₂ emissions can be partially captured by the process that gives rise to the fuel itself.

Keywords: Internal Combustion Engines, Fuels, Efficiency, Exergy.

Lista de Figuras

Figura 1. Efeito do tempo de fechamento da válvula de admissão na eficiência volumétrica. a) Velocidade do motor x Eficiência volumétrica b) Ângulo de fechamento da válvula de admissão (Depois do Ponto Morto Inferior – DPMI) x Eficiência volumétrica	13
Figura 2. Eficiência volumétrica para motores ciclo Diesel e ciclo Otto	14
Figura 3. Variação da Eficiência Térmica de Acordo com o Avanço de Ignição	19
Figura 4. Deslocamento do Pistão Dentro do Cilindro do Motor	20
Figura 5. Variação do Ponto de avanço de ignição de acordo com a rotação do motor	22
Figura 6. Comportamento da pressão do motor de acordo com o ângulo de ignição	22
Figura 7. Formação de NO, HC e CO de acordo com a razão combustível/ar	25
Figura 8. Limites de emissões do CONAMA para veículos leves. a) Limites de emissões de CO; b) Limites de emissões de hidrocarbonetos HC; c) Limites de emissões de NOx; d) Limites de emissões de aldeídos totais; e) Datas de exigência dos limites legais	28
Figura 9. Limites CONAMA para veículos pesados. a) limites de CO; b) Limites de hidrocarbonetos HC; c) Limites de NOx; d) Limites de material particulado; e) Datas de exigência	29
Figura 10. Catalisador automotivo de três vias	29

Figura 11. Comparativo entre Sistemas de Alimentação de Combustível GNV. a) Potência x RPM; b) Eficiência térmica x RPM	45
Figura 12. Etapas da Metodologia Utilizada no Trabalho	49
Figura 13. Motor GM 1.4 L utilizado nos ensaios no dinamômetro	50
Figura 14. “Mocape” com o motor de combustão utilizado nos ensaios	51
Figura 15. Motor em processo de montagem na bancada dinamométrica	52
Figura 16. “kit” de conversão para utilização do gás natural veicular. a) Módulos eletrônicos do “kit” utilizado. b) Cilindro de GNV.	53
Figura 17. Desenho esquemático da bancada dinamométrica utilizada nos ensaios experimentais	54
Figura 18. Bancada dinamométrica do Laboratório de Motores – LEN/UFBA	55
Figura 19. Dinamômetro hidráulico utilizado nos experimentos - LEN/UFBA	56
Figura 20. Sistema de controle do dinamômetro hidráulico – LEN/UFBA	56
Figura 21. Medições dos combustíveis líquidos. a) Adaptações para o tanque de combustível; b) Balança e tanque de combustível utilizado nos ensaios	57
Figura 22. Sistema de medição do GNV. a) Cilindro de GNV; b) Monitor da célula de carga; c) Célula de carga	58
Figura 23. Medição de temperatura e pressão do ar de admissão. a) Equipamento de diagnóstico (TECH 2 GM); b) Sensor de temperatura e pressão TMAP.	59

Figura 24. Medição de velocidade e vazão do ar de admissão. a) Equipamento do tubo de Pitot (TESTO). b) Sensor de velocidade do ar (tubo de “Pitot”); c) Dispositivo “pulmão” utilizado para medição da vazão do ar	60
Figura 25. Termopar utilizado nos ensaios. a) Display do termômetro; b) Termopar fixado na tubulação de escapamento	61
Figura 26. Analisador dos gases de emissões	62
Figura 27. Analisador de combustíveis	65
Figura 28. Representação do Volume de Controle do Motor	69
Figura 29. Simulador EES utilizado nos ensaios	80
Figura 30. Curvas de torque do motor com os diferentes combustíveis	83
Figura 31. Valores de torque do motor com os diferentes combustíveis	84
Figura 32. Curvas de potência do motor com os combustíveis dos ensaios	85
Figura 33. Valores de potência do motor com os combustíveis dos ensaios	86
Figura 34. Curvas de consumo específico do motor com os combustíveis dos ensaios	87
Figura 35. Valores de consumo específico do motor com os combustíveis dos ensaios	88
Figura 36. Valores de vazão mássica dos combustíveis dos ensaios	89
Figura 37. Curvas de eficiência térmica do motor com os combustíveis dos ensaios	89
Figura 38. Valores de eficiência térmica do motor com os combustíveis dos ensaios	90
Figura 39. Energia dos combustíveis utilizados nos ensaios	91

Figura 40. Distribuição da energia na rotação de 1500 rpm	92
Figura 41. Distribuição da energia na rotação de 2000 rpm	93
Figura 42. Distribuição da energia na rotação de 2500 rpm	94
Figura 43. Exergia dos combustíveis dos ensaios	95
Figura 44. Eficiência exergetica do motor de acordo com os combustíveis dos ensaios	96
Figura 45. Diagrama de Grassmann aplicado a MCI	97
Figura 46. Exergias no sistema utilizando o combustível E25	98
Figura 47. Diagrama de Grassmann para o E25	98
Figura 48. Exergias no sistema utilizando a mistura E50	99
Figura 49. Diagrama de Grassmann para o E50	100
Figura 50. Exergias no sistema com a mistura E75	101
Figura 51. Diagrama de Grassmann para o E75	101
Figura 52. Exergias no sistema com o AEAC	102
Figura 53. Diagrama de Grassmann para o AEAC	102
Figura 54. Exergias no sistema para o AEHC	103
Figura 55. Diagrama de Grassmann para o AEHC	103
Figura 56. Exergias no sistema com o GNV	104
Figura 57. Diagrama de Grassmann para o GNV	104

Figura 58. Percentual da exergia destruída de acordo com cada combustível	106
Figura 59. Exergia destruída de acordo com cada combustível	106
Figura 60. Percentuais de O ₂ nas emissões com os combustíveis dos ensaios	107
Figura 61. Fator Lambda referente às emissões com os combustíveis dos ensaios	108
Figura 62. Percentuais de CO ₂ nas emissões dos combustíveis dos ensaios	109
Figura 63. Emissões de CO ₂ em g/kWh para cada um dos combustíveis dos ensaios	109
Figura 64. Percentuais de CO nas emissões dos combustíveis dos ensaios.	110
Figura 65. Emissões de CO em g/kWh do motor com os combustíveis dos ensaios	111
Figura 66. Percentuais de NO _x nas emissões dos combustíveis dos ensaios	111
Figura 67. Emissões de NO _x em g/kWh	112
Figura 68. Custo em R\$/kWh dos combustíveis utilizados nos ensaios	113
Figura 69. Temperaturas nos gases de exaustão dos ensaios com os diferentes combustíveis	114
Figura 70. Curvas de avanço de ignição de acordo com os combustíveis dos ensaios	116

Lista de Tabelas

Tabela 1. Resoluções CONAMA aplicadas a veículos no Brasil	27
Tabela 2. Ensaio de Poder Calorífico Superior (PCS) em Bomba Calorífica	37
Tabela 3. Especificações dos Tipos de Álcool Comercializados no Brasil	41
Tabela 4. Especificações do Motor Utilizado nos Ensaios	50
Tabela 5. Composição do Gás Natural Veicular em Salvador	64
Tabela 6. Especificações da Gasolina Utilizada nos Ensaios	64
Tabela 7. Densidade e Poder Calorífico das Misturas E50 e E75	66
Tabela 8. Densidades dos Combustíveis dos Ensaios	72
Tabela 9. Cálculo do Poder Calorífico com Base no Percentual Mássico de cada Combustível da Mistura	72
Tabela 10. Poder Calorífico Inferior e Massa Específica dos Combustíveis Utilizados nos Ensaios	73
Tabela 11. Fator j de Multiplicação para Determinação da Exergia dos Combustíveis	80
Tabela 12. Relação Ar/Combustível Calculada dos Combustíveis dos Ensaios	87
Tabela 13. Preço dos Combustíveis dos Ensaios	113

Lista de Abreviaturas

A/C	Relação ar/combustível
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AEAC	Álcool Etílico Anidro Combustível
AEHC	Álcool Etílico Hidratado Combustível
ANFAVEA	Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
BMEP	Pressão media efetiva (do inglês: Brake Mean Effective Pressure)
CE	Consumo Específico de Combustível
CETESB	Companhia de Tecnologia de Saneamento Ambiental
CNG-DI	Injeção direta de GNV (do inglês: Compressed Natural Gas with direct injection)
CONAMA	Conselho Nacional do Meio Ambiente
COVs	Compostos Orgânicos Voláteis
DI	Injeção Direta (do inglês: Direct Injection)
DOHC	Duplo comando de válvulas no cabeçote (do inglês: Double Over Head Camshaft)
EOBD	Sistema de Diagnóstico de Bordo Europeu (do inglês: European on Board Diagnostic)
EPA	Agência de Proteção Ambiental Americana
GM	General Motors
GNS	Gás Natural Sintético
GNV	Gás Natural Veicular
HCCI	Sistema Homogêneo de Carga com Ignição por Compressão (do inglês: Homogeneous-Charge Compression-Ignition)
IO	Índice de Octanagem do Combustível

MBT	Ponto “ótimo de torque do motor” (do inglês: Minimum Advance for Best Torque)
MCI	Motores de Combustão Interna
MON	Método de determinação de octanagem MON (do inglês: Motor Octane Number)
OBD	Sistema de Diagnóstico de Bordo (do inglês: On Board Diagnostic)
OICA	Organização Mundial da Indústria Automobilística
PC	Poder Calorífico
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífico Superior
PCV	Válvula de Ventilação do Cáster (do inglês: Positive Crankcase Ventilation)
PME	Pressão Média Efetiva
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
PPM	Partes por milhão
PROCONVE	Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores
PROMOT	Programa de Controle da Poluição do Ar por Motociclos e Veículos Similares
RON	Método de determinação de octanagem RON (do inglês: Research Octane Number)
RPM	Rotações por minuto
SCSI	Combustão com Carga Estratificada (do inglês: Stratified-Combustion Spark-Ignition)
SHED	Câmara selada (do inglês: Sealed Housing for Evaporative Determination)
TMAP	Sensor de Temperatura e Pressão do Ar de Admissão (do inglês: Temperature Manifold Air Pressure)
UCE	Unidade de Controle Eletrônica

VVT	Varição dos Tempos de Válvulas (do inglês: Variable Valve Timing)
WOT	Carga Máxima (do inglês: Wide Open Throttle)

Lista de símbolos

C_p	Calor específico a pressão constante
C_v	Calor específico a volume constante
ε	Eficiência Exergética
Ex_{dest}	Exergia Destruída
$Ex_{Combustível}$	Exergia do Combustível
$Ex_{FluidoArref.}$	Exergia do Fluido de Arrefecimento
Ex_{gases}	Exergia dos Gases
$Ex_{óleo}$	Exergia no óleo do motor
I	Irreversibilidade
K	Coefficiente de expansão adiabática
k	Razão dos calores específicos C_p/C_v
\dot{m}	Vazão mássica de combustível
\dot{M}_i	Vazão Mássica da mistura ambiente por unidade de tempo
η_c	Eficiência da Combustão
η_f	Eficiência Térmica
n_R	Constante que depende do tipo de motor
η	Eficiência
N	Número de revoluções por unidade de tempo
η_m	Eficiência mecânica
ρ_i	Densidade do ar na admissão do motor
δ	Perda de Eficiência Exergética
φ	Fator de Multiplicação na determinação da exergia do combustível

n_R	Número de revoluções por minuto
$P_{a,i}$	Pressão referente ao ar na admissão
$P_{f,i}$	Parcela da pressão referente ao combustível
P_i	Pressão na entrada do coletor de admissão
$P_{w,i}$	Pressão referente ao vapor d'água na admissão do motor
Q	Quantidade de calor liberada durante a combustão
r_c	Taxa de compressão do motor
S_g	Entropia Gerada
V_c	Volume da câmara de combustão do motor
V_d	Volume deslocado pelo pistão no motor
W_{at}	Potência devida aos atritos do motor
W_{bi}	Potência bruta indicada
W_d	Potência medida no dinamômetro de motor

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 OBJETIVO GERAL	3
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	4
1.3 DESENVOLVIMENTO DA DISSERTAÇÃO	4
2 REVISÃO DA LITERATURA	5
2.1 FUNDAMENTOS DA EFICIÊNCIA EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	5
2.1.1 Eficiências de Motores de Combustão Interna	7
2.1.2 A Eficiência Mecânica do Motor	9
2.1.3 A Eficiência Térmica e o Consumo Específico de Combustível	10
2.1.4 A Eficiência Volumétrica	11
2.1.5 A Pressão Média Efetiva	15
2.1.6 Fatores que Influenciam na Eficiência de Motores de Combustão Interna	16
<i>2.1.6.1 A Influência da Turbulência na Mistura ar/combustível</i>	16
<i>2.1.6.2 Variações Ciclo a Ciclo e entre Cilindros</i>	18
<i>2.1.6.3 Taxa de Compressão</i>	19
<i>2.1.6.4 Ponto de Avanço de Ignição</i>	21
2.2 EMISSÕES DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA	24
2.2.1 Emissões Veiculares por Evaporação	31
2.2.2 Emissões Veiculares e seus Desafios	31
2.3 COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS EM MOTORES CICLO OTTO	32
2.3.1 Propriedades dos Combustíveis para Utilização em Motores Ciclo Otto	33

<i>2.3.1.1 Resistência à “Detonação” dos Combustíveis</i>	34
<i>2.3.1.2 Poder Calorífico Superior e Inferior dos Combustíveis</i>	36
2.3.2 A Gasolina Combustível	38
2.3.3 O Álcool Combustível	39
<i>2.3.3.1 Características do Álcool em Motores Ciclo Otto</i>	40
2.3.4 O Gás Natural Veicular	43
2.3.5 O Reconhecimento do Combustível em Motores “Flex”	46
2.3.6 As Modificações nos Parâmetros Operacionais do Motor de Acordo com o Combustível	47
3 MATERIAIS E MÉTODOS	49
3.1 CARACTERÍSTICAS DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA	49
3.2 A BANCADA DINAMOMÉTRICA	53
3.2.1 O Dinamômetro	55
3.3 MEDIÇÕES DE CONSUMO DOS COMBUSTÍVEIS	57
3.4 AQUISIÇÕES DE TEMPERATURAS E PRESSÕES DO SISTEMA	58
3.4.1 Ar de Admissão do Motor	58
3.4.2 Temperatura dos Gases de Escapamento	60
3.5 MEDIÇÕES DE PARÂMETROS DO MOTOR	61
3.6 SISTEMA DE MEDIÇÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO	61
3.7 COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS NOS ENSAIOS	62
3.7.1 O Gás Natural Veicular	64
3.7.2 A Gasolina dos Ensaio	64
3.7.3 O Etanol Combustível	65
3.7.4 As Misturas de Combustíveis dos Ensaio	66
3.8 A REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS	67

3.8.1 A Fase de Verificação do comportamento do Motor	68
3.8.2 Definições das Condições dos Ensaio	68
3.9 MODELAGEM MATEMÁTICA	69
3.9.1 Relação Estequiométrica dos Combustíveis	70
3.9.2 Densidades dos Combustíveis	71
3.9.3 Poder Calorífico dos Combustíveis	72
3.9.4 Análise Energética	73
3.9.5 Análise Exergética	77
3.9.6 Simulador Utilizado nos Ensaio	80
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	82
4.1 RESULTADOS DE DESEMPENHO DO MOTOR	82
4.2 COMPARATIVOS DE CONSUMO ESPECÍFICO E EFICIÊNCIA TÉRMICA	86
4.3 A ENERGIA DOS COMBUSTÍVEIS DOS ENSAIOS	90
4.3.1 Distribuição da Energia dos Combustíveis	91
4.4 ANÁLISES DE EXERGIA	94
4.4.1 Análise da Eficiência Exergética	95
4.4.2 Análise da Exergia em Partes do Sistema	96
4.4.3 A Exergia Destruída	105
4.5 RESULTADOS DE EMISSÕES	107
4.6 ANÁLISE DE CUSTO POR ENERGIA DE CADA UM DOS COMBUSTÍVEIS	113
4.7 TEMPERATURAS NOS GASES DE ESCAPAMENTO	114
4.8 ÂNGULO DE AVANÇO DE IGNIÇÃO DOS COMBUSTÍVEIS DOS ENSAIOS	115
5 CONCLUSÕES	117

5.1 COMENTÁRIOS E SUGESTÕES DE ESTUDOS	120
REFERÊNCIAS	122
APÊNDICE I - Considerações Energéticas e Exergéticas	126
APÊNDICE II - Considerações dos Ciclos de Potência do Motor	135
APÊNDICE III - A Viabilidade da Utilização de Cada um dos Combustíveis em Motores Ciclo Otto	144

CAPÍTULO I

1 INTRODUÇÃO

Diante de importantes questões relacionadas ao meio ambiente e ao desenvolvimento sustentável, temas como eficiência energética, energias alternativas e emissões veiculares têm sido cada vez mais discutidos.

Em relação às emissões veiculares, um fator agravante é o crescimento da frota mundial de veículos. Segundo dados da Organização Mundial da Indústria Automobilística (OICA, 2007), a frota mundial de veículos chegou a 1 bilhão de veículos. Somente no Brasil a frota já é superior a 30 milhões de unidades e o número de licenciamentos de veículos nos últimos dois anos (2009 e 2010) foi superior a 6,6 milhões, o que representa um crescimento acima de 20% da frota em apenas dois anos (ANFAVEA, 2011).

Entre alguns dos reflexos desse grande número de veículos estão os grandes congestionamentos de veículos em cidades do mundo inteiro e emissões de gases poluentes em proporções cada vez mais elevadas, sendo apontadas como causadoras de problemas de saúde e ambientais como chuva ácida, efeito estufa e aquecimento global.

Máquinas térmicas cumprem bem a função de servir como propulsoras dos mais diversos tipos de veículos, onde são aplicadas desde em pequenas motocicletas até em grandes navios e aeronaves. Porém sua limitada eficiência mostra que ainda existe um potencial de energia não aproveitada como trabalho e que é transformada em outras formas de energia, principalmente na forma de calor nos gases de exaustão e nas trocas térmicas com o meio.

No caso dos Motores de Combustão Interna (MCI) muitos são os fatores que contribuem para aumentar a diferença entre a eficiência real e o valor da máxima eficiência teórica, ou, eficiência segundo o Ciclo de Carnot. De acordo com Gallo

(1990), entre os principais fatores que contribuem para a diminuição da eficiência dos MCI estão os atritos entre os diversos componentes do motor, trocas térmicas entre componentes e fluidos, geração de entropia no sistema de escapamento devido a pressão e temperaturas elevadas e expansões não resistidas nos gases de exaustão.

Em estudos dos fatores que influenciam no rendimento de MCI, deve-se não somente utilizar as análises de Primeira Lei da Termodinâmica, mas também aplicar as análises de Segunda Lei da Termodinâmica, onde aparecem os conceitos de entropia, irreversibilidades e da análise exergética, tornando-se possível uma verificação minuciosa dos pontos críticos ao rendimento do sistema e às oportunidades de melhorias dos projetos (GALLO, 1990).

O desenvolvimento de tecnologias aplicadas em MCI propiciou resultados como aumento de potência específica, durabilidade do motor, redução de consumo específico de combustível, aplicação de novos materiais, diminuição das emissões de poluentes, melhoria de dirigibilidade e aumento da eficiência de conversão de combustível.

Nesse mesmo contexto as tecnologias aplicadas tornaram os motores capazes de trabalhar com mais de um tipo de combustível, propiciando aos usuários as possibilidades de utilizar um combustível de acordo com uma finalidade específica, seja por menor custo, maior autonomia, melhor desempenho ou por ser um combustível menos agressivo ao meio ambiente.

Entre todos esses benefícios trazidos de inovações tecnológicas, os que mais merecem destaque são aqueles que contribuíram de alguma forma para a sustentabilidade do meio ambiente. Com relação às emissões provenientes dos gases de escapamento de motor, as tecnologias de controle do motor e de pós-tratamento de gases conseguiram minimizar severamente as emissões de gases como CO, HC e NO_x. Porém todas essas medidas ainda não são suficientes. O gás carbônico, por exemplo, é apontado como um dos causadores do efeito estufa e aquecimento global, sendo lançado ao meio ambiente proporcionalmente ao consumo de combustíveis em MCI. Essa demanda pelo melhor aproveitamento do combustível tem levado à tendência de veículos com MCI cada vez menores, que consumam menos combustíveis e, logo, emitam menos poluentes.

Os programas que regulamentam as emissões veiculares têm servido como medida para certificar que os fabricantes de veículos trabalhem no sentido de diminuir as emissões de poluentes e cumpram os limites regulamentados. Diante dessa necessidade, os esforços têm reunido empresas fabricantes de veículos e motores, em conjunto com empresas do ramo de combustíveis, lubrificantes e componentes na busca de tecnologias para melhorar os níveis de emissões de novos projetos de motores veiculares.

A principal motivação desse trabalho é o aprofundamento dos estudos envolvendo motores de combustão interna, abrangendo características importantes de projetos que influenciam em desempenho, consumo, eficiência e emissões de poluentes. Através de ensaios em dinamômetros torna-se possível mensurar parâmetros do motor com diferentes combustíveis. A aplicação de modelagem de dados obtidos experimentalmente, os resultados podem ser analisados e comentados de acordo com os conhecimentos obtidos.

- Outra motivação deste trabalho foi agregar resultados em estudos científicos que busquem tecnologias capazes de minimizar impactos ambientais ou substituir fontes de propulsão existentes por outras menos poluentes e mais eficientes.

1.1 OBJETIVO GERAL

O objetivo desse trabalho é avaliar um motor de combustão interna ciclo Otto utilizando diferentes tipos de combustíveis: gás natural veicular (GNV), álcool etílico anidro combustível (AEAC), álcool etílico hidratado combustível (AEHC), misturas gasolina/álcool nas proporções E25, E50 e E75.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Instrumentar e estudar o funcionamento de um motor de combustão interna em um dinamômetro de bancada;
- Preparar o motor para trabalhar com os combustíveis gás natural veicular (GNV), álcool etílico anidro combustível (AEAC), álcool etílico hidratado combustível (AEHC), misturas etanol e gasolina nas proporções E25, E50 e E75;
- Levantar dados de temperaturas, pressões, vazões, torques, potências, consumo de combustível e emissões;
- Avaliar os dados obtidos experimentalmente com cada um dos combustíveis dos ensaios através da aplicação em modelos termodinâmicos;
- Estudar as eficiências energética e exergética, consumo específico de combustível, desempenho e emissões do motor utilizando cada um dos combustíveis.

1.3 DESENVOLVIMENTO DA DISSERTAÇÃO

A estrutura dessa dissertação foi dividida em capítulos para apresentação do conteúdo proposto. No capítulo 1 são apresentados os objetivos, a introdução do assunto e as motivações desse trabalho. O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica do assunto em questão, a qual foi dividida em tópicos específicos que abordam fundamentos para o estudo de eficiências em motores de combustão interna, características de combustíveis utilizados em motores ciclo Otto, emissões de gases e impactos ao meio ambiente. O capítulo 3 apresenta a metodologia utilizada e a modelagem para obtenção dos resultados. No capítulo 4 são apresentados os resultados obtidos e os comentários. O capítulo 5 apresenta as conclusões do trabalho e sugestões de pesquisas futuras.

CAPÍTULO II

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 FUNDAMENTOS DA EFICIÊNCIA EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

A eficiência, também conhecida por rendimento, representa o grau de sucesso com que um processo de transferência ou conversão de energia é realizado. De um modo geral a expressão da eficiência pode ser apresentada através da relação entre os termos de um resultado desejado e de um fornecimento necessário (equação 2.1) (ÇENGEL e BOLES, 2006):

$$\eta = \frac{\text{resultado desejado}}{\text{Fornecimento necessário}} \quad (2.1)$$

Onde,

- η representa a eficiência;
- Resultado desejado representa a potência de saída do motor;
- Fornecimento necessário é o recurso que foi disponibilizado para a realização do objetivo proposto. No caso dos MCI é a própria energia do combustível.

A definição de eficiência pode ser aplicada na avaliação de inúmeros processos e em diferentes formas de conversão de energia. Um tradicional exemplo é aplicado em um equipamento que envolve a queima de um combustível, onde a eficiência é baseada no poder calorífico do combustível. Dessa forma, o desempenho do equipamento de combustão pode ser caracterizado pela eficiência da combustão, definida pela equação 2.2 (ÇENGEL e BOLES, 2006):

$$n_c = \frac{Q}{PC} \quad (2.2)$$

Onde,

- n_c , representa a eficiência da combustão,
- Q é a quantidade de calor liberada durante a combustão,

- PC é o poder calorífico do combustível.

De acordo com Heywood (1988), em motores de combustão interna a eficiência térmica pode ser definida pela relação entre a potência de saída do motor pela energia de entrada do combustível. Essa medida de eficiência do motor, também chamada de eficiência de conversão do combustível, é dada por:

$$\eta_t = \frac{W}{\dot{m} \cdot PC} \quad (2.3)$$

Onde,

- η_t representa a eficiência térmica;
- \dot{m} é a vazão mássica de combustível;
- PC é o poder calorífico do combustível;
- W é a potência de saída do motor obtida em dinamômetro.

De acordo com Çengel e Boles (2006), as eficiências globais típicas de MCI são da ordem de 26% a 30% para motores automotivos a gasolina, de 34% a 40% para motores a Diesel, e de 40% a 60% para motores de grandes usinas geradoras de energia elétrica.

Outro fator importante para a caracterização da eficiência de um motor de combustão é o tipo de combustível utilizado. Cada combustível possui propriedades e constituição química diferentes que, de acordo com sua energia e característica de sua combustão, resultam em diferentes parâmetros de desempenho, emissões e eficiência.

Os avanços tecnológicos na área de MCI e combustíveis também têm contribuído com melhorias nos parâmetros de desempenho e eficiências. Como exemplo, Alkidas (2007) aborda duas tendências tecnológicas para melhoria de consumo, emissões e eficiência de motores ciclo Otto: Sistema de Injeção Direta de Combustível com Carga Estratificada (do inglês: Direct Injection (DI) Stratified-Combustion Spark-Ignition (SCSI)) e Sistema Homogêneo de carga com ignição por compressão (do inglês: Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI)). Segundo o autor, ambos os

sistemas oferecem melhorias em consumo de combustível e diminuição de emissões em relação aos sistemas de injeção de combustíveis convencionais.

2.1.1 Eficiências de Motores de Combustão Interna

Desde a concepção dos primeiros projetos e protótipos de MCI já havia a preocupação com a eficiência. Heywood (1988) exemplifica através de um dos primeiros trabalhos sobre motores de combustão, cuja autoria foi atribuída a Beau das Rochas em 1862, onde o inventor descrevia as condições em que a máxima eficiência dos motores de combustão interna poderia ser alcançada. São pontos destacados no trabalho de Rochas em que a eficiência do motor pode ser maximizada:

- a) O maior volume possível do cilindro, porém, com as menores superfícies de fronteiras;
- b) A maior velocidade de trabalho possível;
- c) A maior taxa de expansão possível;
- d) A maior pressão possível no começo do tempo de expansão.

Pulkrabek (2003) cita que o primeiro motor que apareceu em cena, por volta de 1860, foi o motor inventado por J.J.E. Lenoir (1822-1900). Curiosamente milhares desses motores foram vendidos após o surgimento do primeiro protótipo, em que apresentavam uma potência por volta de 4,5 kW e uma eficiência mecânica de somente cerca de 5%.

Atualmente a busca por MCI mais eficientes é uma necessidade não somente do ponto de vista econômico e tecnológico, mas, também do ponto de vista da sustentabilidade do meio ambiente. Dessa forma, na maioria dos países os índices de emissões veiculares são regulamentados, exigindo que os fabricantes de veículos cumpram os limites normatizados para obterem o direito de comercializar os veículos.

Nesse contexto, tendo em vista a preocupação ambiental, a demanda de MCI mais econômicos e menos poluentes tem conduzido à busca de motores cada vez menores e

mais eficientes (do inglês: Downsizing). Muitas tecnologias têm sido utilizadas na melhoria do desempenho e eficiência de motores, tais como sistemas de otimização do rendimento através da variação no sincronismo de válvulas, sistemas de admissão com sobre-alimentação e com geometria variável, aliados a sistemas eletrônicos de gerenciamento e controle, que otimizam a combustão em diversos regimes de trabalho do motor.

Outro ponto para a melhoria da eficiência em MCI é a diminuição dos atritos do sistema. Segundo Heywood (1988), as perdas devidas aos atritos afetam diretamente a máxima potência do motor e o consumo de combustível. O autor afirma que o que diferencia um bom projeto de motor de um projeto “razoável” é a diferença entre as perdas por atritos.

Podem ser considerados como trabalho de atrito toda a diferença entre o trabalho do fluido motor nos cilindros (compressão e expansão) e o trabalho entregue no virabrequim. Como exemplos, estão os atritos devidos a efeitos de bombeamento, atritos entre os diversos componentes do sistema e atritos devidos aos acessórios que são acoplados no motor.

O melhor aproveitamento do combustível está associado ao melhor desempenho e menor consumo. Assim essa maior eficiência também proporciona menores quantidades de emissões de gases nocivos ao meio ambiente.

A eficiência ou rendimento do motor pode ser apresentado através da equação 2.3. No entanto, conforme menciona Martins (2006), o rendimento do motor pode ser visto como um produto de vários outros rendimentos, que mostram o resultado específico a cada parâmetro, tais como as perdas por atritos, a eficiência do enchimento dos cilindros por ar, a eficiência da combustão, etc. Nas sub-sessões seguintes são apresentados alguns desses parâmetros que influenciam nos resultados de eficiências de MCI.

2.1.2 A Eficiência Mecânica do Motor

Segundo Heywood (1988), é muito difícil determinar a parcela do trabalho devidas aos atritos no motor. Uma das formas bastante utilizada é a colocação do motor em um dinamômetro ativo (operando sem a ignição do motor) e a medição da potência que o dinamômetro precisa aplicar para superar todas as forças de atrito. Nesses ensaios é importante reproduzir as condições em que o motor estaria trabalhando normalmente num teste, como rotação do motor, o ângulo da borboleta, condições do ambiente e as temperaturas do óleo e da água do motor. Essa estimativa dos atritos é chamada de trabalho ou potência de atrito (W_{at}).

Uma indicação da potência bruta indicada (W_{bi}) pode ser representada através da soma da potência no freio (dinamômetro) com a potência de atrito (W_{at}) (equação 2.4).

$$W_{bi} = W_d + W_{at} \quad (2.4)$$

Onde,

W_{bi} = Potência bruta indicada;

W_d = Potência medida no dinamômetro de motor;

W_{at} = Potência devida aos atritos.

A relação entre potência medida no dinamômetro e a potência indicada é chamada de eficiência mecânica (HEYWOOD, 1988):

$$\eta_m = \frac{W_d}{W_{bi}} = 1 - \frac{W_{at}}{W_{bi}} \quad (2.5)$$

Onde,

η_m = Eficiência mecânica do motor.

Os efeitos de bombeamento estão incluídos no trabalho de atrito. Portanto a posição da borboleta e os regimes de velocidades do motor têm influência nos valores.

Tipicamente em motores modernos são encontrados valores de 90% de eficiência mecânica em rotações entre 1800 rpm a 2400 rpm com a borboleta totalmente aberta (do inglês: Wide Open Throttle (WOT)), diminuindo-se para valores de 75% em rotações mais elevadas, próximas da faixa de potência máxima do motor. Conforme a variação do ângulo da borboleta de motores ciclo Otto, os valores da eficiência mecânica decrescem, podendo chegar eventualmente a zero, com a borboleta totalmente fechada (Heywood,1988).

Segundo Kutlar et al.(2005), a principal razão para a diminuição da eficiência em cargas parciais é a restrição do fluxo na seção de área transversal do sistema de admissão devido à borboleta parcialmente fechada. O autor estudou alguns métodos para otimizar a eficiência e o consumo de combustível em cargas parciais de motores de quatro tempos ciclo Otto. Entre as propostas, estão o sistema de variação do tempo de abertura e cruzamentos das válvulas de admissão e escapamento (do inglês: Variable Valve Timing (VVT)), sistema de taxa de compressão variável, sistema de sobre-alimentação (do inglês: supercharging), sistema de carga estratificada, desativação ou corte de injeção de cilindros e aplicação de alguns desses sistemas combinados.

O desempenho de um sistema de controle do motor depende também do modelo de controle de torque adotado. Segundo Stotsky (2005), as diversas perdas por atrito devem ser estimadas e modeladas no sistema. A “calibração” dos parâmetros de torque é uma função da velocidade do motor, carga (torque indicado) e temperatura do óleo do motor. Variações em componentes do motor também podem resultar em variações nos atritos do motor.

2.1.3 A Eficiência Térmica e o Consumo Específico de Combustível

O consumo específico representa o consumo mássico de combustível por unidade de trabalho de saída. É um indicador utilizado na observação do comportamento de MCI em diferentes regimes de funcionamento (rotação e carga) e na comparação de diferentes combustíveis.

De acordo com Heywood (1988), essa medida representa o quanto de eficiência apresenta um motor levando-se em consideração o combustível utilizado.

$$CE = \frac{\dot{m}_f}{W} \quad (2.6)$$

Onde,

CE , representa o consumo específico de combustível (g/kWh),

\dot{m}_f , é a vazão mássica de combustível (g/h),

W , representa a potência em unidade de energia (kW).

A relação entre o consumo específico de combustível e a eficiência da conversão de combustível, ou eficiência térmica, pode ser dada pela equação 2.7, abaixo (HEYWOOD, 1988):

$$\eta_t = \frac{1}{CE \cdot PC} \quad (2.7)$$

2.1.4 A Eficiência Volumétrica

A eficiência volumétrica é definida como a massa de mistura ambiente que entra no cilindro no tempo de admissão, dividida pela massa de mistura que vai preencher o espaço disponível na câmara considerando-se a densidade do ar na admissão (TAYLOR, 1985). Algebricamente a eficiência volumétrica pode ser expressa pela equação 2.8:

$$e_v = \frac{2\dot{M}_i}{NV_d\rho_i} \quad (2.8)$$

Onde,

\dot{M}_i é a vazão mássica da mistura ambiente por unidade de tempo (g/s);

N é o número de revoluções por unidade de tempo (rpm);

V_d é o volume total da câmara de combustão (cm³);

ρ_i é a densidade, ou massa específica, do ar na admissão do motor (g/cm³).

Na equação 2.8, o fator 2 é devido ao fato de que no motor de quatro tempos existe um ciclo de admissão para cada duas voltas do motor.

No estado da arte de muitas das tecnologias aplicadas em MCI, o efeito desejado é o aumento da eficiência volumétrica. Como exemplos, estão: os sistemas com variação dos tempos de abertura das válvulas de admissão e escapamento, sistema de coletores de admissão com geometria variável, sistemas sem borboleta de aceleração e sistemas de sobre-alimentação da admissão de ar (turbo-compressores ou compressores mecânicos (do inglês: *superchargers*)).

De acordo com Stone e Ball (2004), a eficiência volumétrica tem um efeito direto na potência de saída do motor, na medida que a massa de ar no cilindro determina a quantidade de combustível que pode ser queimada.

A melhor seleção dos tempos de abertura e fechamento das válvulas de admissão e escapamento de cada projeto é fundamental para maximizar-se a eficiência volumétrica durante variados regimes de carga do motor (HEISLER,1995).

Nas figura 1.a e 1.b, podem ser observados os efeitos da influência da alteração do ângulo de fechamento da válvula de admissão em relação ao ponto morto inferior (PMI) na eficiência volumétrica.

Para rotações inferiores a 2000 rpm, observa-se que menores ângulos de fechamento da válvula melhoram a eficiência volumétrica. No entanto, conforme a faixa de rotação aumenta, o atraso no fechamento da válvula de admissão melhora a relação de eficiência volumétrica.

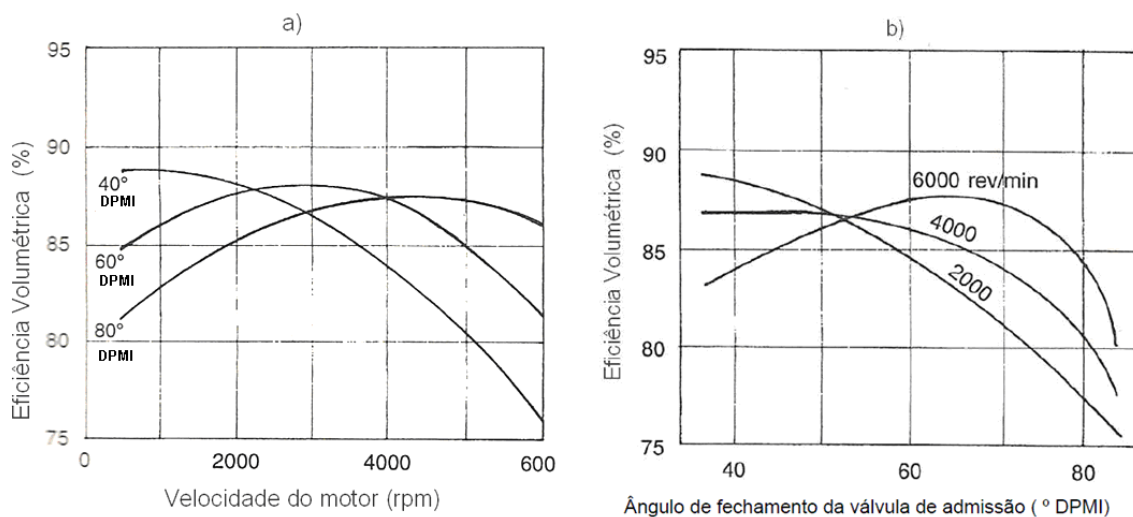


Figura 1 – Efeito do tempo de fechamento da válvula de admissão na eficiência volumétrica. a) Velocidade do motor x Eficiência volumétrica b) Ângulo de fechamento da válvula de admissão (Depois do Ponto Morto Inferior – DPPI) x Eficiência volumétrica (Heisler, 1995).

A pressão, humidade e temperatura do ar que é admitido no motor são outros fatores que afetam a massa de ar que entra na câmara e, conseqüentemente, os parâmetros de torque e potência do motor. De acordo com Heywood (1988), existem fatores de correção usados para ajustar as medidas de potência e eficiência volumétrica para as condições atmosféricas de modo a providenciar uma melhor precisão nas bases de comparação entre motores.

Em motores de ignição por centelha a presença de gases combustíveis e vapor de água no sistema de admissão reduzem a pressão parcial abaixo da pressão da mistura. Para misturas de ar, vapor de água e gases ou combustíveis evaporados, a pressão no coletor de admissão pode ser escrita como:

$$P_i = P_{a,i} + P_{f,i} + P_{w,i} \quad (2.10)$$

Onde,

P_i é a pressão na entrada do coletor de admissão,

$P_{a,i}$ é a pressão referente ao ar na admissão,

$P_{f,i}$ é a parcela da pressão referente ao combustível,

$P_{w,i}$ é a pressão referente ao vapor d'água na admissão do motor.

Para combustíveis líquidos convencionais, como a gasolina, o efeito do vapor de combustível é pequeno. Para combustíveis gasosos e para vapor de metanol, a eficiência volumétrica é significativamente reduzida pelos vapores de combustíveis na entrada da mistura (HEYWOOD, 1988).

Segundo Taylor (1985), em motores ciclo Diesel a injeção do combustível após o tempo de indução de ar não afeta diretamente os valores de eficiência volumétrica. Já em motores de ignição por centelha, a mudança de um sistema de carburação para um sistema de injeção do combustível líquido direto no duto de admissão melhora a capacidade do ar devido à eliminação da queda de pressão do carburador e devido à redução da quantidade de combustível líquido em contato com a parede do sistema de admissão.

A figura 2 é uma representação do comportamento da eficiência volumétrica em motores ciclo Otto e ciclo Diesel.

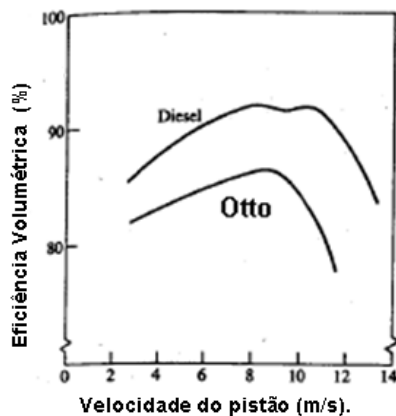


Figura 2 – Eficiência volumétrica para motores ciclo Diesel e ciclo Otto.

Em MCI de ignição por centelha os valores de eficiência volumétrica são normalmente menores do que os valores encontrados em motores ciclo Diesel. Isso se deve a fatores como perdas de atrito devido ao fluxo de gases no processo de carburação e corpo de borboleta, aquecimento da mistura no coletor de admissão, presença de vapor de combustível na mistura e alta fração de gases residuais.

2.1.5 A Pressão Média Efetiva

A pressão média efetiva (PME) é uma medida de desempenho bastante utilizada em MCI (equação 2.11). A PME pode ser definida como o trabalho efetuado por unidade de volume percorrido pelo motor. Dessa definição, pode-se então obter a PME dividindo-se o trabalho por ciclo (equação 2.10) pelo volume deslocado por ciclo:

$$\text{Trabalho por ciclo} = \frac{W \cdot n_R}{N} \quad (2.10)$$

$$PME = \frac{W n_R}{V_d N} \quad (2.11)$$

Onde,

n_R é o número de revoluções do motor para cada combustão do ciclo (1 para motores de dois tempos e 2 para motores de quatro tempos),

N é o número de revoluções do motor (rpm),

W é a potência do motor (kW),

V_d é o volume do motor (dm³).

A máxima pressão média efetiva de um bom projeto de motor deve ser bem definida e essencialmente constante para vários tamanhos de motores (HEYWOOD, 1988). Para cálculos de projetos de motores, o requisito do volume do motor para prover um dado valor de torque ou potência em uma determinada rotação, pode ser determinado ou estimado ao assumir determinados valores de pressão média efetiva.

2.1.6 Fatores que Influenciam na Eficiência de Motores de Combustão Interna

2.1.6.1 A Influência da Turbulência na Mistura Ar/Combustível

A formação da mistura ar combustível é influenciada pela turbulência na mistura. Uma elevada turbulência dentro do cilindro melhora a preparação da mistura e aumenta a velocidade de propagação da chama, que são considerados fatores importantes para uma combustão mais completa.

Segundo Martins, (2006), no caso de uma mistura estacionária (sem turbulência ou movimento) a velocidade é extraordinariamente baixa e que tal combustão não ocorreria num motor que rodasse a velocidades medianas ou elevadas. Devido à mistura ser escoada através de dutos e restrições na válvula de admissão e ser comprimida no cilindro, ela apresentará uma elevada turbulência na altura da combustão. Nesse caso, a velocidade de combustão pode ser da ordem de mais de 10 vezes superior ao caso da mistura estacionária.

De acordo com Lee, Bae e Kang (2007) o formato da câmara de combustão e do coletor de admissão são fatores que exercem influência na turbulência do fluxo de ar, nas emissões, economia de combustível e limite de operação em misturas pobres de um motor.

Nos motores de combustão interna as intervenções consideradas para aumentar a turbulência são denominadas “*swirl*”, “*tumble*” e “*squish*”.

De acordo com Heywood (1988) o termo “*swirl*” pode ser definido pelo movimento circular da carga em volta do eixo axial do cilindro do motor. O aumento da turbulência por “*swirl*” pode ser obtido por meio de obstáculos no processo de admissão, como defletores nas válvulas de admissão ou encurvamentos no conduto de admissão. Contudo, tais procedimentos podem elevar as perdas de carga e condicionar a potência máxima desenvolvida pelo motor. Em motores Diesel e de carga estratificada o efeito

“*swirl*” é utilizado para promover uma rápida mistura entre a carga de ar introduzida no cilindro e o combustível injetado. Em motores de ignição por centelha o efeito “*swirl*” é usado para aumentar a velocidade do processo de combustão. Em motores de dois tempos esse efeito é usado para melhorar o processo de “lavagem” dos gases queimados (do inglês: *scavenging*).

A turbulência causada pelo efeito “*tumble*”, também conhecida por “turbilhão em barril”, caracteriza-se por movimentos de turbilhão de eixo perpendicular ao eixo do cilindro. De acordo com Martins (2006), esse movimento ocorre mais facilmente em motores de 4 válvulas por cilindro.

O outro processo citado para aumentar-se a turbulência em um motor é o “*squish*”. Segundo Martins (2006), esse processo consiste no “esmagamento” da mistura na periferia da câmara de combustão quando o pistão sobe até à posição mais elevada do cilindro (*PMS*). O autor explica que essa mistura é violentamente “atirada” para o centro da câmara, produzindo um nível de turbulência muito elevado.

Ainda de acordo com Martins (2006), os três tipos de turbulência apresentados (“*swirl*”, “*tumble*” e “*squish*”) devem ser considerados como macro-turbulência. Um outro tipo de turbulência, a micro-turbulência, é também muito importante na estabilidade da combustão. A micro-turbulência pode acontecer num fluido globalmente parado, mas dotado de uma intensa agitação local. Ela existe a dois níveis, em forma de micro-vórtices e a nível molecular. Os três tipos de macro-turbulências transformam-se, em grande parte, em micro-turbulência quando a mistura está no ponto do cilindro no *PMS*. Na zona da vela de ignição, deverá haver somente micro-turbulências, não devendo haver grandes movimentos de mistura (macro-turbulência) no momento da ignição.

Outro fator que também influencia na turbulência é a velocidade de propagação da chama, a qual é aproximadamente proporcional à velocidade média do pistão. Segundo Heisler (1995), em um determinado motor a velocidade da chama pode variar de cerca

de 15 m/s em marcha lenta (cerca de 1000 rpm) para cerca de 70 m/s em uma velocidade do motor de cerca de 6000 rpm.

O intervalo de tempo para completar a combustão depende da intensidade de turbulência formada no motor, que, normalmente é diretamente dependente da velocidade do motor (HEISLER, 1995).

O aumento da taxa de compressão também pode levar a um aumento da turbulência da mistura, pois gera pressões e temperaturas mais elevadas, tendo como uma das conseqüências a diminuição da energia requerida para a ignição da mistura e também favorecendo-se a combustão (MARTINS, 2006).

2.1.6.2 Variações Ciclo a Ciclo e entre Cilindros

Muitas variações ocorrem nas pressões entre cilindros e entre ciclos em sucessivos regimes de operação do motor. Como a pressão nos cilindros tem como resultado a força do motor e, logo, os parâmetros de torque e potência, outros parâmetros como eficiência e consumo específico também modificam-se em função dessas variações.

Galloni (2008) analisou os parâmetros que afetam a variação entre ciclos em MCI de ignição por centelha. Entre os fatores apontados estão as turbulências, quantidades residuais e variações das quantidades de gasolina fornecida em cada cilindro de ciclo a ciclo. Ademais, dentro do cilindro, a mistura ar/combustível e os gases de exaustão residuais não são completas, portanto, não há a homogeneidade no tempo de ignição.

Variações ciclo a ciclo ocasionam problemas também no aproveitamento da energia do motor. De acordo com Heywood (1988), as variações ciclo a ciclo afetam a qualidade da dirigibilidade do veículo devido a alterações causadas no torque do motor.

Ainda de acordo com Heywood (1988), as variações no processo de combustão são causadas por variações nos movimentos da mistura dentro do cilindro a cada ciclo,

variações na qualidade da mistura ar combustível e variações na mistura de ar fresca e os gases residuais que variam entre ciclos e de cilindro a cilindro.

Ma et al. (2008), realizou um estudo de efeitos como variações ciclo a ciclo, duração da combustão e duração da combustão na eficiência de motores de ignição por centelha. O autor observou que existe sempre um ponto otimizado a cada ciclo para a máxima eficiência térmica, sendo que as perturbações e variações ciclo implicam em diminuição de eficiência térmica (Figura 3).

Na Figura 3 pode-se observar o comportamento da eficiência térmica em função do avanço de ignição para três diferentes tipos de combustíveis.

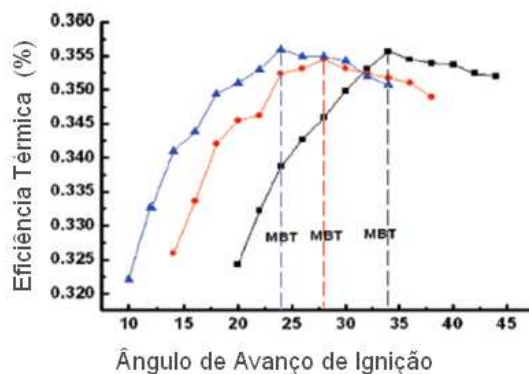


Figura 3 – Variação da eficiência térmica de acordo com o avanço de ignição (Adaptado de Ma et al., 2008).

Embora havendo variação nos valores de eficiência, esse comportamento foi observado para cada um dos combustíveis.

2.1.6.3 Taxa de Compressão

A taxa de compressão é a relação entre o volume total do motor e o volume da câmara de compressão.

Na figura 4, representa pontos de deslocamento do cilindro no motor. Pode-se observar que o pistão possui um deslocamento mínimo e um deslocamento máximo durante todo o seu percurso.

Dessa forma, a relação ou taxa de compressão pode ser dada pela equação 2.12.

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (2.12)$$

Onde,

r_c é a taxa de compressão,

V_d é o volume deslocado pelo pistão no motor,

V_c é o volume da câmara, também chamado de volume morto do motor.

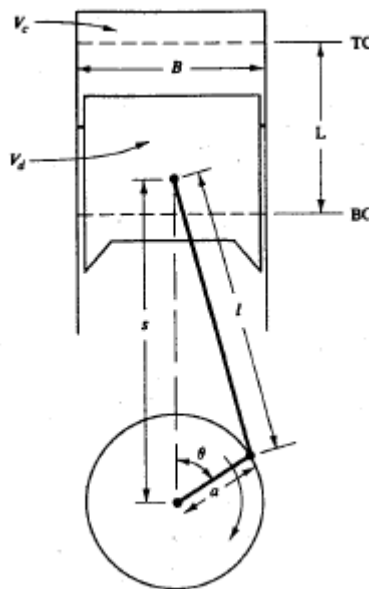


Figura 4 - Deslocamento do pistão dentro do cilindro do motor (HEYWOOD, 1988).

Através da equação 2.13, verifica-se que quanto maior a razão, ou taxa de compressão, melhor será o rendimento termodinâmico do motor. Isso é também explicado pela reação exotérmica da combustão; assim, quanto maior for a pressão e a temperatura da reação, mais rápida será a reação, aumentando a potência do motor.

$$\eta = 1 - \left(\frac{1}{r^{K-1}} \right) \quad (2.13)$$

Onde, r é a razão de compressão; K o coeficiente de expansão adiabática; η é a eficiência térmica (Ciclo Otto).

A melhoria da eficiência volumétrica num motor de combustão interna tem efeito análogo ao efeito do aumento da taxa de compressão, pois, entre outros fatores, consegue-se colocar mais massa de ar para uma mesma taxa de compressão. Como exemplo, em alguns motores com sistema de turbo - compressor, a taxa de compressão nominal do motor é menor, visto que a eficiência volumétrica é melhorada com a sobre alimentação de ar. A octanagem do combustível é um fator limitante à taxa de compressão do motor. Como explica Martins (2006), o índice de octano (IO) do combustível condiciona a taxa de compressão do motor pela ocorrência de combustão anormal, normalmente conhecida por detonação (do inglês: *Knocking*).

2.1.6.4 Ponto de avanço de ignição

O ponto de avanço de ignição é o momento em que ocorre a centelha para início da combustão em motores ciclo Otto. Mantidas constantes as quantidades de ar e combustível, pode-se obter a otimização da pressão de combustão através da variação do ponto de avanço de ignição do motor em relação ao ângulo de giro do virabrequim.

Nesse mesmo contexto, à medida que a velocidade do motor aumenta, deve-se corrigir (normalmente adiantar) o ponto de avanço de ignição para o melhor aproveitamento do trabalho do motor (figura 5).

A figura 5 representa o comportamento do avanço de ignição de acordo com a rotação do motor. Observa-se que ocorrem poucas variações nos valores de pressões com a correção do ponto de avanço de ignição.

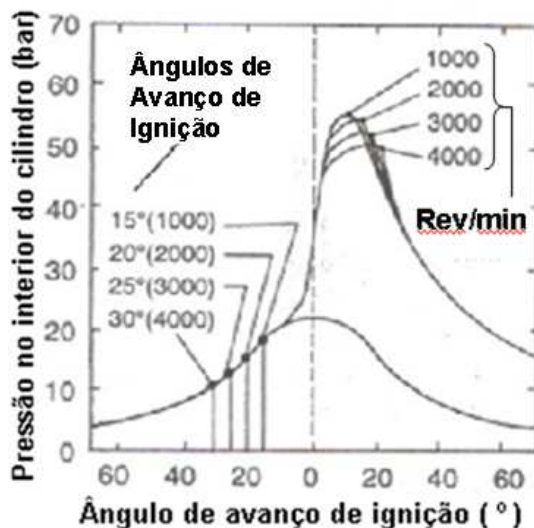


Figura 5 – Variação do ponto de avanço de ignição de acordo com a rotação do motor
(Adaptação: HEISLER, 2005).

A figura 6 mostra, no entanto, o resultado do aumento da rotação do motor sem que ocorram as correções nos valores dos ângulos de ignição. Nesse caso, pode-se observar grande diminuição da pressão no interior da câmara de combustão do motor.

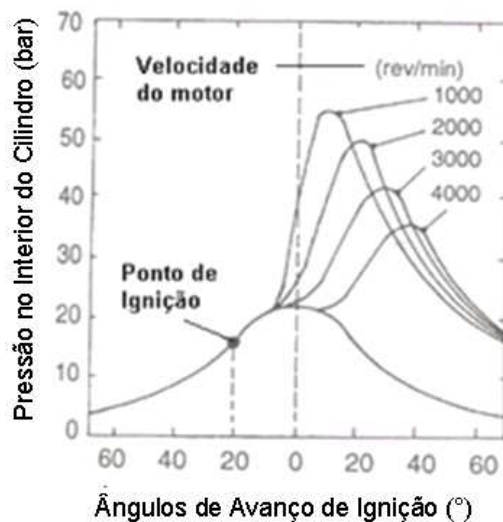


Figura 6 – Comportamento da pressão do motor de acordo com o ângulo de ignição
(Adaptação: HEISLER, 2005).

Heywood (1988) explica o comportamento da pressão na câmara de combustão de acordo com o ângulo de avanço de ignição. Antecipando-se o ponto de ignição em

relação ao Ponto Morto Superior (PMS), obtém-se a antecipação do início da combustão.

Em Duarte (1996), é realizada uma simulação do efeito dos parâmetros operacionais no desempenho de MCI. A otimização da pressão média efetiva nos cilindros é obtida variando-se a posição do avanço de ignição até um “ponto ótimo” de torque do motor (do inglês: Minimum Advance for Best Torque(MBT)), onde a máxima pressão média efetiva é alcançada. A partir do MBT podem ocorrer detonações na câmara de combustão “*Knocking*”, fenômeno anormal da combustão associado a características limitantes dos combustíveis em relação à pressão. A detonação é fator prejudicial ao rendimento e componentes do motor.

Outro efeito da antecipação da ignição prematura da combustão é a diminuição do trabalho do motor. De acordo com Stone (1999), com o adiantamento excessivo do ponto de avanço de ignição, o trabalho necessário no tempo de compressão vai ser maior do que o trabalho positivo no tempo de expansão, resultando em diminuição do rendimento do motor.

Segundo Martins (2006), a determinação do ponto de MBT é relativamente difícil de ser encontrada, pois o comportamento da curva de pressão torna-se semelhante com os pontos de avanço nessa intermediação. Dessa forma, algumas regras práticas são comumente aplicadas: a pressão máxima deverá ocorrer cerca de 16° depois do PMS; metade da mistura deve estar queimada 10° depois do PMS.

Nos motores de ignição por centelha o “mapeamento” do avanço de ignição é estabelecido de acordo com a rotação e carga do motor. Motores do tipo flexíveis, que trabalham com mais de um tipo de combustível, apresentam em sua calibração de motor mapas de avanço diferenciados para cada combustível e de acordo com as diferentes proporções de misturas.

Segundo Galloni (2009), somente alguns poucos ciclos do motor queimam com um ponto ótimo de avanço de ignição, resultando em diminuição de potência e eficiência do motor nos pontos fora do MBT.

O recurso de trabalhar com as variações nos pontos de avanço de ignição permitem que outras variáveis do motor possam ser controladas em certos níveis, como a temperatura de chama na câmara de combustão, temperatura dos gases de escapamento e formação de emissões de gases nocivos ao meio ambiente. Assim, o mapeamento das condições de avanço de ignição e tempo de injeção de combustível são alguns dos recursos do processo de “calibração” do motor.

2.2 EMISSÕES DOS MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

De acordo com Heywood (1988), a maior fonte de poluição urbana do ar pode ser considerada como sendo de origem de MCI ciclo Otto e ciclo Diesel.

Na reação de combustão completa do combustível, também conhecida como teórica, os gases resultantes da combustão são o gás carbônico (CO_2), a água (H_2O) (normalmente em estado vapor) e o nitrogênio (N_2). Nessa reação, o único produto que é preocupante do ponto de vista ambiental, é o CO_2 , devido a impactos no efeito estufa e no aquecimento global. Porém, nas reações que ocorrem nos motores reais, outros gases também são formados, como o monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NO_x), hidrocarbonetos (HC), oxigênio (O_2), compostos orgânicos voláteis (COVs) e outros.

A Agência de Proteção Ambiental Americana (EPA) é um dos órgãos mundiais responsáveis pelo estudo e estabelecimento de normas para proteção do meio ambiente. Muitas normas e regulamentações vigentes em alguns países tiveram como referência as recomendações da EPA. A agência define os critérios de poluentes do ar, que são: o ozônio, material particulado, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de enxofre e chumbo. Segundo a agência, o ozônio (O_3) pode ser criado por uma reação química entre os óxidos de nitrogênio (NO_x) e compostos orgânicos voláteis (COV) na presença da luz solar. Nas camadas mais altas da atmosfera, na estratosfera, cerca de 32 a 48 mil quilômetros de distância, o ozônio tem efeito benéfico, atuando como uma espécie de “filtro solar” da radiação solar. Porém nas camadas mais baixas da atmosfera, o ozônio é prejudicial. Quando inalado, o ozônio pode desencadear uma série

de problemas de saúde, incluindo-se dores no peito, tosse, irritação de garganta e congestão nasal. Em casos piores, pode levar a bronquites, enfisema pulmonar e asma. Quando os níveis de ozônio são altos, também podem ser reduzidas as funções pulmonares e inflamações no revestimento pulmonar (U.S.E.P.A., 2011).

De acordo com Srivastava et al. (2005), as emissões veiculares são também apontadas como a maior fonte de emissão de COVs e essas emissões podem ser originadas tanto pelas emissões de escapamento quanto provindas da evaporação dos combustíveis.

Os mecanismos de formação de poluentes das emissões dos MCI são possíveis de serem caracterizados. Heywood (1988) sugere como são formados os NO_x, CO e HC em MCI. A figura 7, mostra o comportamento de alguns poluentes de acordo com a relação combustível/ar.

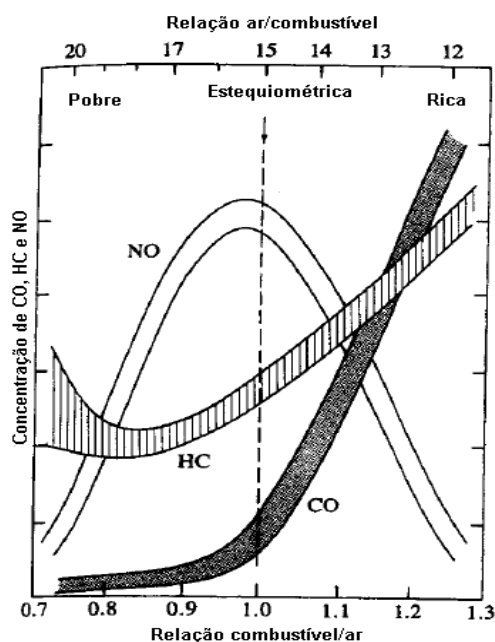


Figura 7 – Formação de NO, HC e CO de acordo com a razão combustível/ar (HEYWOOD, 1988).

Os estudos e pesquisas deixam claro que são conhecidos os mecanismos de formação de poluentes provenientes dos MCI. Também já estão disponíveis algumas tecnologias de gerenciamento de controle de MCI com relação ao monitoramento de

emissões e tratamento de gases emitidos no escapamento. Dessa forma, fica entendido que os níveis de emissões veiculares podem ser controlados e regulamentados, buscando-se o atendimento de alguns índices máximos de emissões e a menor poluição do meio ambiente. Dessa forma, em diversos países do mundo existem limites de emissões regulamentados.

Segundo Owen e Coley (1995), a primeira modificação no projeto do motor de combustão interna para reduzir as emissões de gases foi, provavelmente, a válvula de ventilação positiva do cárter. Essa válvula permite que alguns gases de dentro do motor que seriam expulsos ao ambiente (“*blowby*”) e outros gases sejam novamente injetados no coletor de admissão ao invés de serem lançados à atmosfera.

A primeira tentativa para controlar e regulamentar as emissões de gases de exaustão baseadas em testes de motores foi introduzida na Califórnia em 1964. De lá em diante, muitos outros regulamentos de emissões foram implementados mundo afora.

No Brasil, o Conselho Nacional do Meio Ambiente (CONAMA) é o órgão consultivo e deliberativo que estabelece, entre outros itens, os limites legais de emissões veiculares.

A primeira resolução do programa que entrou em vigor no Brasil para estabelecer os limites de emissões no país foi a resolução CONAMA nº18, de 6 de maio de 1986. A tabela 1, representa as resoluções que foram implementadas dando sequência às regulamentações das emissões no país.

Para a implementação das resoluções o CONAMA criou os Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE) para os veículos leves e pesados e o Programa de Controle da Poluição do Ar por Motociclos e Similares (PROMOT) para as motocicletas e veículos similares, fixando prazos, limites máximos de emissões e estabelecendo exigências tecnológicas para veículos automotores, nacionais e importados (CETESB, 2011).

O limite de emissões cada vez menor e mais rigoroso tem levado fabricantes de veículos, fabricantes de combustíveis e fornecedores de componentes a se unirem,

juntamente com a comunidade acadêmica e científica, na busca de soluções mais eficientes para o atendimento das legislações.

Tabela 1 - Resoluções CONAMA aplicadas a veículos no Brasil (ANFAVEA, 2011).

RESOLUÇÕES CONAMA	
Nº 01/1993;	Nº 07/1993;
Nº 08/1993;	Nº 14/1995;
Nº 15/1995;	Nº 16/1995;
Nº 20/1996;	Nº 226/1997;
Nº 241/1998;	Nº 242/1998;
Nº 251/1999;	Nº 282/2001;
Nº 291/2001;	Nº 297/2002;
Nº 299/2001;	Nº 315/2002;
Nº 354/2004;	Nº 403/2008;
Nº 414/2009;	Nº 415/2009.

As figuras 8 e 9 mostram a evolução dos limites de emissões impostos no Brasil nas diversas fases do PROCONVE para veículos leves e pesados. Os limites vigentes atualmente (2011) são estabelecidos pela resolução do CONAMA nº354, que estabelecem os limites PROCONVE L-5 (Figura 8) e PROCONVE P-6 para os veículos pesados (Figura 9).

As legislações presentes tanto no Brasil como em diversos outros países têm representado uma significativa diminuição dos índices de emissões. Porém é importante observar que a frota mundial de veículos tem crescido significativamente. Tudo isso conduz a necessidades de discussões ainda mais importantes do ponto de vista do meio ambiente e do desenvolvimento sustentável.

Muitas legislações vigentes ainda não falam em limites para as emissões de CO₂. No entanto as emissões de CO₂ são proporcionais ao consumo de combustíveis de veículos que utilizam MCI. Nesse contexto as medidas futuras empregadas devem

buscar projetos de MCI menores e mais eficientes, de forma a minimizar-se o consumo de combustíveis.

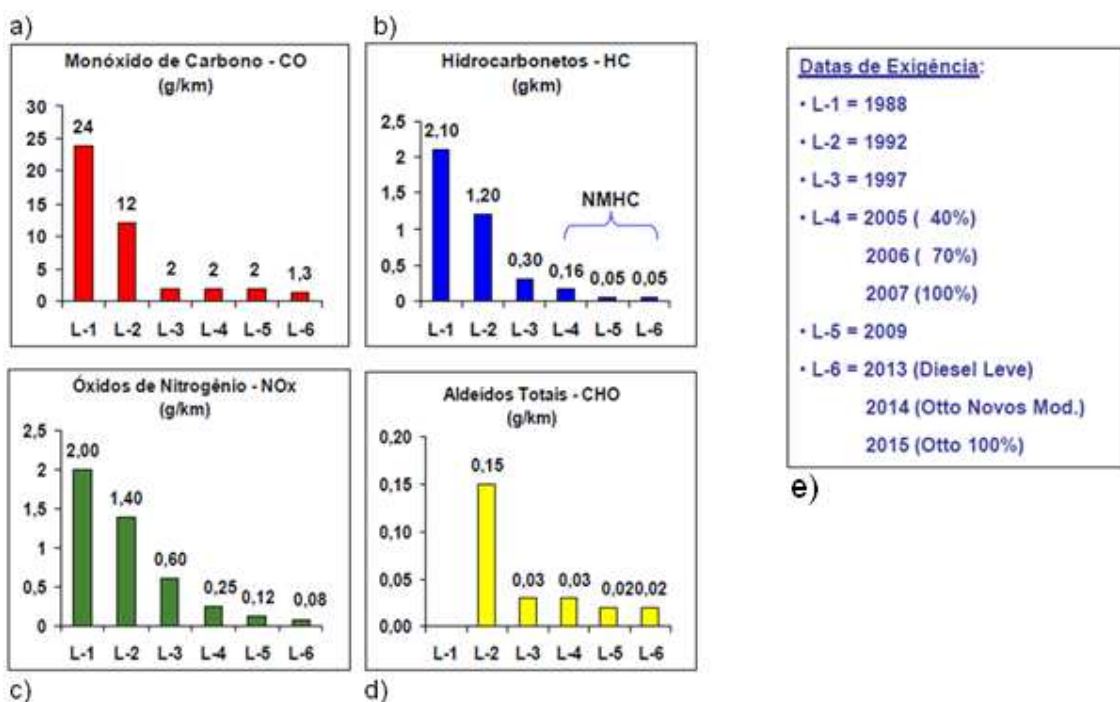


Figura 8 – Limites de emissões do CONAMA para veículos leves. a) Limites de emissões de CO; b) Limites de emissões de hidrocarbonetos HC; c) limites de emissões de NOx; d) Limites de emissões de aldeídos totais; e) Datas de exigência dos limites legais (ANFAVEA, 2011).

De acordo com Heywood (1988), algumas tecnologias se tornaram imprescindíveis para a complementação dos esforços no sentido de minimizar-se os níveis de emissões, como os sistemas conversores catalíticos (catalisadores oxidantes para HC e CO, redutores para NOx e catalisadores de três vias para os três gases), reatores térmicos (para HC e CO) e filtros para materiais particulados.

Os catalisadores de três vias consistem basicamente de um substrato cerâmico com um revestimento ativo incorporado, onde estão presentes metais nobres como a Platina (Pt), o Paládio (Pd) e o Ródio (Rd) (Figura 10).

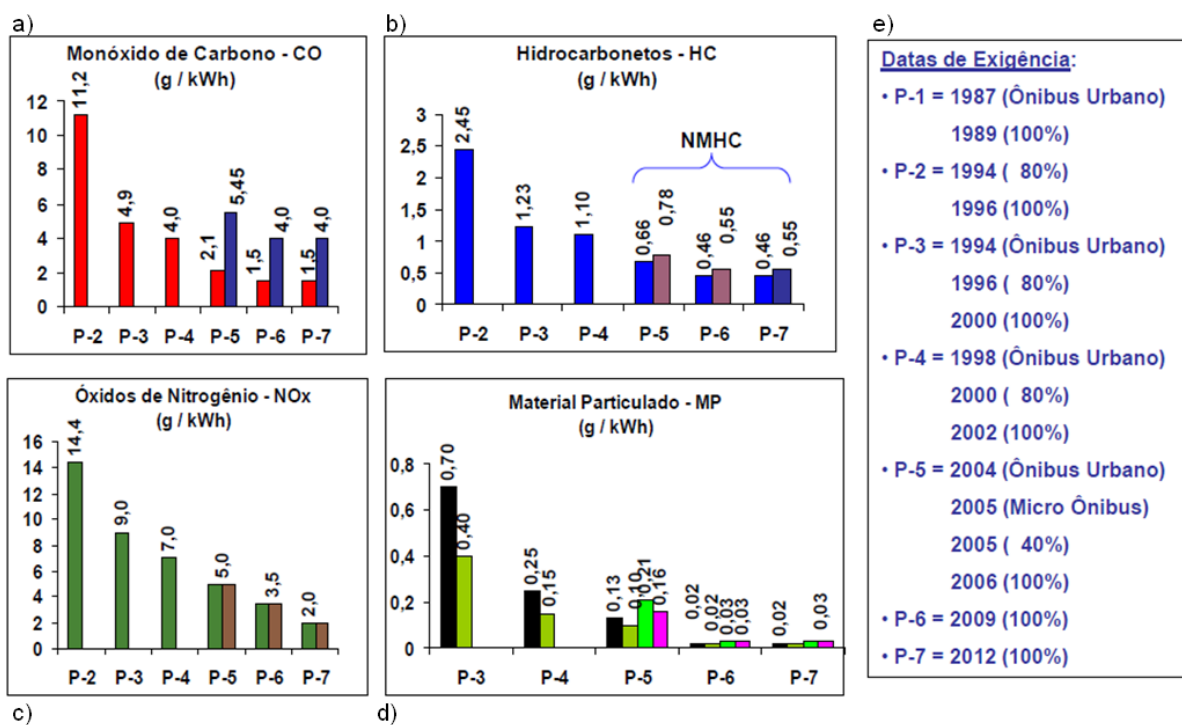


Figura 9 – Limites CONAMA para veículos pesados. a) Limites de CO; b) Limites de hidrocarbonetos HC; c) limites de NOx; d) Limites de material particulado; e) Datas de exigência (ANFAVEA, 2011).

Heywood (1988) explica que devido à sua alta energia intrínseca, os metais nobres são normalmente utilizados como elementos presentes nos catalisadores. A mistura entre Platina (Pt) e Paládio (Pd) é normalmente utilizada nos catalisadores automotivos.

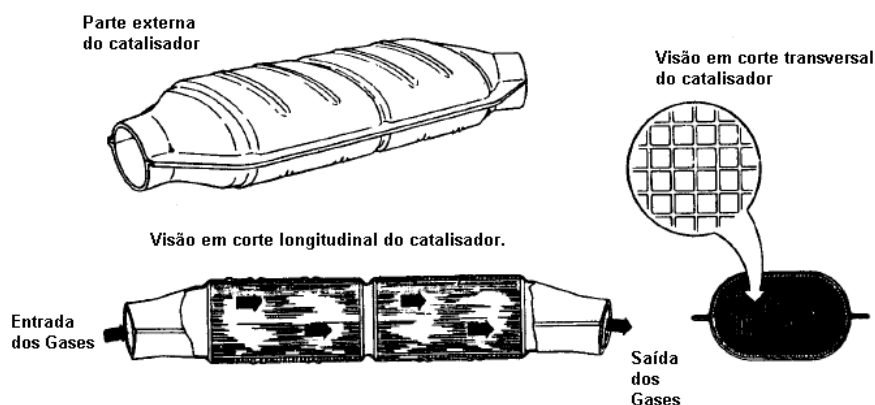


Figura 10 – Catalisador automotivo de três vias (HEYWOOD, 1988).

Para a oxidação de CO, oleofinas e metano, a atividade específica do Paládio é maior do que a da platina. Na oxidação de compostos aromáticos, a Platina e o Paládio possuem efeitos semelhantes. O Ródio é o principal ingrediente usado nos catalisadores comerciais para a remoção de NOx, se comportando como um bom redutor de NO, pouco afetado por compostos de CO e enxofre e produz menos NH₃ do que a Platina.

A eficiência de conversão do catalisador (equação 2.14) pode ser definida como a taxa de massa removida de um determinado composto de interesse pela massa do composto no início do catalisador. Segue um exemplo de cálculo para o hidrocarboneto HC:

$$\eta_{cat} = \frac{\dot{m}_{HC,in} - \dot{m}_{HC,out}}{\dot{m}_{HC,in}} \quad (2.14)$$

Onde,

$\dot{m}_{HC,in}$ é a vazão mássica de HC antes da entrada do catalisador,

$\dot{m}_{HC,out}$ é a vazão mássica de HC após a passagem pelo catalisador.

As legislações relacionadas às emissões têm também regulamentado o monitoramento de componentes veiculares relacionados às emissões de gases. Como exemplo, os sistemas de diagnóstico de bordo utilizados na Europa (do inglês: European on-Board Diagnostic (EOBD)) e utilizado nos Estados Unidos (do inglês: On-Board Diagnostic (OBD-II)), monitoram componentes do sistema de gerenciamento do motor que, em caso de falha ou deterioração, afetam as emissões de gases.

No Brasil os sistemas de diagnóstico de bordo são conhecidos como OBDBr-1 e OBDBr-2, os quais são dispostos pela resolução CONAMA nº354 (CONAMA, 2004). Por essa resolução, desde 1º de janeiro de 2011, todos os veículos leves de passageiros e leves comerciais, produzidos ou importados para o mercado interno, deverão estar atendendo aos requisitos dessa resolução. Um dos principais itens do OBDBr-2, é o monitoramento contínuo do catalisador, onde duas sondas “*Lambda*”, ou sensor de oxigênio, uma antes e outra após o catalisador, têm a função de informar ao sistema controle qualquer falha que aconteça no componente.

2.2.1 Emissões Veiculares por Evaporação

As emissões de evaporativos nos veículos podem ocorrer em diferentes locais do veículo. Porém as tecnologias disponíveis e as ferramentas de projeto podem minimizar essas emissões até um limite regulamentado. Entre os principais sistemas que devem ser aperfeiçoados para a melhoria da emissão de evaporativos estão: *cânister*, mangueiras e conexões, válvulas injetoras de combustível e válvulas de purga de vapor do *cânister* e tanque de combustível.

As medições de evaporativos veiculares podem ser medidas por diferentes métodos. Owen e Coley (1995) cita que os dois métodos mais comuns são: Adsorção de vapor provinda de diferentes partes do sistema de combustível armazenadas no *cânister* de carvão ativado; e a medição da concentração de HC medidos dentro de uma câmara selada em que o veículo é confinado. O método da câmara selada (do inglês: Sealed Housing for Evaporative Determination – SHED) é o mais utilizado, e, também utilizado na maioria das normas para regulamentações veiculares.

A resolução CONAMA nº315 de 29 de Outubro de 2002, implementada no PROCONVE fase 5 é a legislação atual que define os limites de HC totais por ensaio para emissões evaporativas. Os ensaios devem ser realizados conforme as prescrições da norma brasileira NBR-11481, para os veículos automotores leves de passageiro e leves comerciais do ciclo Otto (CONAMA, 2002).

2.2.2 Emissões Veiculares e seus Desafios

No ano de 2011 o PROCONVE fez 25 anos de existência no Brasil. As figuras 8 e 9 mostram como as diversas etapas do programa têm contribuído para a redução das emissões de gases de emissões nocivos ao meio ambiente.

Por outro lado a frota mundial de veículos tem crescido de maneira preocupante. Segundo estimativas da Organização Mundial da Indústria Automobilística (OICA) a

frota mundial de veículos atingiu 1 bilhão de unidades em 2007. No Brasil a frota nacional já é superior a 30 milhões de veículos. O número de novos licenciamentos nos últimos dois anos (2009 e 2010) foi superior a 6,6 milhões de unidades, o que representa um crescimento superior a 20% da frota nacional em apenas dois anos (ANFAVEA, 2011).

Esse grande crescimento da frota mundial de veículos vai de encontro às questões relacionadas ao meio ambiente e à sustentabilidade. São questões como emissões de CO₂, apontado como um dos principais gases do efeito estufa e do aquecimento global, que aumenta junto com o crescimento do número de veículos. Pode-se também acrescentar os fatores que afetam a qualidade de vida das pessoas, como engarrafamentos nas grandes cidades e questões econômicas e estratégicas ligadas ao consumo de combustíveis.

Diante desse cenário existe a necessidade de medidas mais efetivas do ponto de vista da sustentabilidade, como racionalização da utilização dos meios de transportes, aliado às medidas de inovações tecnológicas que utilizem energias mais eficientes e combustíveis menos poluentes, como o hidrogênio, veículos híbridos e elétricos.

Em Campos [2009] estudou a utilização sustentável dos transportes. No estudo, foram abordadas algumas medidas de mobilidade sustentável, entre elas estão o incentivo a deslocamentos de curta distância, restrições ao uso do automóvel, oferta adequada de transporte público, tarifa adequada a demanda e a oferta do transporte público, segurança para circulação de pedestres, ciclistas e pessoas de mobilidade reduzida e segurança no transporte público.

2.3 COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS EM MOTORES CICLO OTTO

Os combustíveis utilizados em MCI, em sua maioria, são compostos por hidrocarbonetos. Podem ser originados de fontes minerais, vegetais ou animais. De fontes minerais, aparecem os derivados do petróleo, como óleo diesel, gasolina, querosene e alguns combustíveis gasosos. De fontes vegetais, aparecem o álcool

combustível (etanol e metanol) e os variados tipos de biodiesel que podem ser originados de diversas plantas oleaginosas. Da decomposição de lixo orgânico e do estrume de animais, pode-se obter também o gás natural (principalmente metano), através da utilização de biodigestores. Combustíveis de fontes animais podem ser originados através da gordura animal, como o biodiesel de banha animal.

As misturas entre dois ou mais combustíveis representam objetos de estudos e pesquisas técnico-científicas, sendo cada vez mais utilizadas. Segundo Huang et al. (2006), as aplicações de combustíveis alternativos em motores veiculares têm sido desenvolvidas tendo em vista as limitadas reservas de petróleo.

Nesse contexto é importante que sejam caracterizados os combustíveis que serão utilizados em um determinado país, por suas propriedades e especificações. No Brasil, o governo tem aplicado políticas de incentivo aos combustíveis alternativos de origem da biomassa, como o álcool e o biodiesel. A agência nacional do petróleo, gás natural e biocombustíveis (ANP), é a principal responsável por estabelecer as regulamentações sobre os combustíveis comercializados no país.

Da mesma forma, é importante que também haja normas técnicas esclarecedoras sobre procedimentos de testes e inspeções de combustíveis e suas propriedades. No Brasil a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) dispõe de acervo que abrange a maioria das normas necessárias para testes e inspeções dos combustíveis (ABNT, 2011).

2.3.1 Propriedades dos Combustíveis para Utilização em Motores Ciclo Otto

A qualidade dos combustíveis a base de petróleo depende de sua composição e de seus tipos de hidrocarbonetos presentes na mistura. Cada combustível possui composições e propriedades diferentes. Dessa forma, a reação de combustão, desempenho, rendimento e emissões serão diferentes para cada combustível.

Segundo Owen e Coley (1995), o efeito da qualidade do combustível no desempenho do motor é relativamente menor em relação à influência de outros

parâmetros de projeto de motores. Porém, ao mesmo tempo em que houve progressos nos projetos tecnológicos de motores, houve também a necessidade de mudanças nos combustíveis, principalmente em relação ao índice de octanagem e às emissões.

As propriedades dos combustíveis influenciam nas características do processo de combustão do motor. Entre importantes propriedades, estão: Poder calorífico, Índice anti detonação do combustível, pressão de vapor, temperatura de ignição, densidade, energia de ativação e entalpia de formação.

2.3.1.1 Resistência à “Detonação” dos Combustíveis

O número de octanagem do combustível tem relação com a propriedade do combustível de ser comprimido (mistura ar/combustível), sem que haja o fenômeno da combustão espontânea, popularmente conhecida como “batida de pino” ou “detonação”.

Conforme o número de octanagem do combustível utilizado, os motores podem ter projetos com maiores taxas de compressão e pontos de avanço de ignição mais adiantados, podendo obter melhorias em parâmetros de desempenho e no rendimento térmico do motor.

Em MCI de ignição por centelha, o número de octanagem indica a característica anti-detonação do combustível (do inglês: anti-knocking) e depende fortemente do tipo de hidrocarboneto presente no combustível. Os dois métodos normalmente utilizados na determinação do número de octanagem são o método RON (do inglês: Research Octane Number) e MON (do inglês: Motor Octane Number) (ALBAHRI et al., 2003).

O método MON segue os procedimentos da norma ASTM D2700 e o método RON segue a norma ASTM D2699. Ambos os ensaios são realizados em motores monocilíndricos de pesquisa tipo CFR (do inglês: cooperative fuel research or fuel research engine). O que varia de um método a outro é basicamente o escopo dos ensaios (condições e regimes de testes) (MARTINS, 2006).

Segundo Owen e Coley (1995), a diferença entre os valores MON e RON representa a sensibilidade do combustível com relação à severidade das condições de operação do motor em termos de desempenho anti-detonação.

Nos combustíveis de utilização automotiva, são desejáveis valores com baixa faixa de sensibilidade (ALBAHRI et al., 2003).

De acordo com Martins (2006), muitas vezes os métodos MON e RON não mostram o poder antidetonante dos combustíveis nas condições normais de utilização, e por essa razão, foram desenvolvidos testes para determinação do denominado “índice de octano de estrada”. Uma boa aproximação para esse índice seria a média entre MON e RON. Na Europa, a gasolina comercial é referida pelo seu valor RON, o mais elevado, enquanto que nos Estados Unidos se utiliza a média entre MON e RON.

Owen e Coley (1995) relatam que a média entre os índices MON e RON, freqüentemente utilizado na América do Norte, é denominada Índice Anti Detonação (IAD).

O projeto de um motor e, logo, sua taxa de compressão devem estar de acordo com os combustíveis dos locais em que o veículo será utilizado. Um motor com taxa de compressão elevada precisa de um combustível com elevado número de octanagem ou índice de octanagem (IO). Porém não significa que um maior índice de octanagem do combustível forneça maior potência a um determinado motor. Um motor que funcione bem com uma gasolina de 95 (IO), trabalhará nas mesmas condições com uma gasolina de 98 (IO). O inverso pode não ser verdade, pois a gasolina de menor IO pode resultar em “knock”, perda de potência e danos ao motor (Martins, 2006).

Sayin et al., (2005), apresentou um estudo comparando uma gasolina com octanagem com 95 RON com uma de 91 RON, sendo que o motor tinha características para trabalhar com a gasolina de 91 RON. Os resultados mostraram que houve um aumento do consumo específico de combustível e das emissões de CO e HC quando foi utilizada a gasolina de maior octanagem.

Existem diferentes formas de se aumentar o IO de um combustível. O tetrametil de chumbo era uma das principais formas de se elevar o IO da gasolina. A primeira vez que foi efetuado a adição do tetraetilo de chumbo foi em 1921 por investigadores da General Motors. Contudo, devido ao problema nocivo causado pelo chumbo ao organismo humano, o aditivo tetrametil de chumbo foi proibido. O chumbo também pode inibir as substâncias ativas dos catalisadores utilizados na diminuição das emissões poluentes provenientes dos gases de escape. Os aditivos que podem ser utilizados para aumentar o IO dos combustíveis são: alcoóis, éteres e o MMT (do inglês: Methylcyclopentadienyl Manganese Tricarbonyl), à base de manganês e considerado cancerígeno (Martins, 2006).

De acordo com Albahri et al., (2003), a realização dos testes nos métodos RON e MON torna-se inviável em termos de custo e tempo na verificação de grande número de análises de combustíveis. Dessa forma, existem alguns métodos preditivos que são aplicados na determinação do número de octanagem de combustíveis, o método “Nelson” em forma de correlação gráfica dos termos de ponto de gota e o fator de caracterização “Watson”, para frações de nafta ou em relação aos termos de ponto de gota e peso percentual de parafinas no combustível.

2.3.1.2 Poder Calorífico Superior e Inferior dos Combustíveis

Uma definição de eficiência deve deixar claro se a base é o poder calorífico superior ou inferior do combustível. Eficiências de motores de automóveis têm como base poderes caloríficos inferiores, uma vez que normalmente a água sai como vapor nos gases de exaustão e não é prático tentar recuperar-se o calor de vaporização.

Como a maioria dos combustíveis são misturas de hidrocarbonetos, o hidrogênio presente no combustível forma água quando queimado. Dependendo da água presente nos produtos da combustão estar no estado líquido ou no estado vapor, o poder calorífico apresentará valores diferentes.

É denominado poder calorífico inferior, PCI, quando a água é liberada sob a forma de vapor e poder calorífico superior, ou PCS, quando a água dos gases de combustão é completamente condensada; nesse caso, o calor da vaporização também é recuperado. A diferença entre esses dois valores de poder calorífico é igual ao produto entre a quantidade de água e a entalpia da vaporização da água à temperatura ambiente.

Uma forma mais prática e que obtém informações mais realistas do poder calorífico inferior do combustível é através de ensaios dos combustíveis em calorímetros. Num ensaio do poder calorífico de alguns combustíveis realizado por Soto (2006), foram encontrados valores de PCS de alguns combustíveis (Tabela 2).

Tabela 2 – Ensaio de Poder Calorífico Superior (PCS) em Bomba Calorífica (SOTO, 2006).

Combustíveis	PCS [MJ/kg]			
	1	2	3	Média
Etanol 92,6 GL	27,44	26,33	27,27	27,01
Gasolina sem etanol	42,43	43,64	43,77	43,28
Gasolina+24% etanol anidro	39,54	35,12	38,09	37,58
Diesel	45,03	45,05	44,91	44,99
Biodiesel (Soja)	39,49	39,29	39,64	39,47
Diesel 90% + Biodiesel 10%	44,15	44,32	44,18	44,22
D-Limoneno	44,58	44,48	44,83	44,63
Etanol 85% + D-Limon 15%	28,59	29,28	28,83	28,90

Entre as atribuições da ANP, está a função de estabelecer as especificações técnicas dos derivados de petróleo, gás natural e dos biocombustíveis e realizar o permanente monitoramento da qualidade desses produtos nos pontos de venda. Dessa forma, octanagem, densidade e poder calorífico são especificações que precisam estar atendendo às exigências do legais.

A tabela 3 apresenta informações de combustíveis utilizados atualmente no Brasil. As informações foram enviadas pela ANP.

Tabela 3 – Poder Calorífico Inferior de Combustíveis no Brasil (ANP- 2011).

Combustível	Poder Calorífico Inferior
Etanol Anidro	6.750 kcal/kg
Etanol Hidratado	6.300 kcal/kg
Gasolina A	10.550 kcal/kg
Gasolina C	10.400 kcal/kg

2.3.2 A Gasolina Combustível

A gasolina é uma mistura complexa que contém mais de uma centena de compostos químicos diferentes. A depender das condições de refino e do tipo de petróleo originário, sua fórmula química varia, apresentando uma composição que pode ser extremamente variável. No mundo inteiro, o padrão para a caracterização das gasolinas são as suas octanagens. As octanagens das gasolinas comercializadas no Brasil estão dentro dos padrões internacionais. A gasolina comum brasileira é equivalente à gasolina “regular” americana e européia. Da mesma forma, a gasolina “premium” brasileira, tem o mesmo nível de octanagem das gasolinas norte-americana e européia (FERREIRA, 2003).

A estrutura química dos hidrocarbonetos presentes no combustível exerce influência na qualidade da octanagem da gasolina. De acordo com Owen e Coley (1995), a introdução de uma dupla ligação de cadeia linear para fazer uma olefina proporciona um grande efeito no aumento do RON do combustível, embora o MON aumente em proporção bem menor.

Desde os anos setenta que o governo brasileiro começou a adotar a utilização de misturas de etanol na gasolina pura brasileira, tendo como principal fator motivador dessa mudança a crise do petróleo de 1973 (ANFAVEA, 2011).

Atualmente a gasolina comercializada no Brasil apresenta uma composição que varia em torno de 25% de etanol anidro e 75% de gasolina pura (tipo A). Dessa forma, a gasolina é caracterizada como gasolina tipo C, ou, também chamada de gasolina comum

brasileira. Esse percentual de mistura pode variar de acordo com determinações governamentais, onde os principais fatores determinantes são as ofertas e demandas de cada um dos combustíveis, assim como o controle de preço nas distribuidoras e postos de combustíveis.

2.3.3 O Álcool Combustível

O álcool combustível pode ser utilizado em motores de combustão tanto sendo proveniente do etanol quanto do metanol.

O etanol apresenta algumas vantagens e outras desvantagens em relação à gasolina. Uma das vantagens da utilização do etanol é porque esse combustível é de origem renovável, o que traz uma ação para diminuição da dependência do consumo do petróleo.

De acordo com Owen e Coley (1995), tanto o metanol quanto o etanol possuem excelentes qualidades de octanagem, possuem uma queima mais limpa e, possuem boas propriedades para utilização em motores de ignição por centelha

O índice antidetonante do etanol é superior ao da gasolina. Essa propriedade pode ser aproveitada através de um adequado projeto de motor, onde se podem variar parâmetros como a taxa de compressão do motor, tempo de avanço de ignição e relação estequiométrica, obtendo-se ganhos de pressão no interior da câmara que resultam em maiores valores de torques e potência.

A principal desvantagem do álcool é sua menor densidade de energia quando comparado ao diesel e à gasolina. No entanto a energia correspondente do combustível, que é basicamente o produto da vazão mássica de combustível pelo poder calorífico inferior do combustível, é semelhante em ordem de grandeza à energia calorífica da gasolina.

Outra desvantagem que aparece na utilização do álcool é devido à sua baixa volatilidade quando comparado com a gasolina, dificultando a dirigibilidade e partida do motor em condições de baixa temperatura, normalmente sendo crítico em temperaturas abaixo de 10° C. Entre as formas de se minimizar esse problema, estão a injeção de gasolina durante a partida do veículo, aquecimento do combustível antes da partida e mistura de parte do combustível com gasolina.

No Brasil, o tipo de álcool vendido nos postos é o etanol hidratado, que contém em torno de 7% de água em seu volume.

2.3.3.1 Características do Álcool em Motores Ciclo Otto

Devido às propriedades do etanol e do metanol, esses combustíveis são também muito utilizados em motores de corridas, onde devido à sua alta octanagem, capacidade de queimar com misturas ricas (cerca de 4:1 para o metanol e, 7:1 para o etanol) e, ainda, devido a seu alto calor latente de vaporização possibilitam a transformação de maior potência quando comparado com a gasolina (OWEN e COLEY, 1995).

De acordo com Cooney et al., (2009), embora a densidade energética do etanol seja de somente cerca de dois terços da gasolina, algumas de suas propriedades são benéficas para a combustão dos motores de combustão interna. Entre essas propriedades estão incluídas a alta velocidade laminar de chama e um maior número de octanagem em relação à gasolina. O número maior de octanagem melhora a tolerância à detonação (knocking), e a velocidade mais rápida de chama propicia potenciais benefícios ao processo de combustão.

O entendimento dos atributos do álcool combustível, etanol ou metanol, é importante para o processo de desenvolvimento dos motores flexíveis, pois cada combustível possui um mapa de calibração de variáveis como o tempo de injeção de combustível e o tempo de avanço de ignição.

No Brasil, o álcool como combustível é usado de duas maneiras: Álcool Etílico Anidro Combustível (AEAC) adicionado à gasolina pura tipo A; e misturado com água, Álcool Etílico Hidratado Combustível (AEHC). A tabela 3, baseada na resolução ANP nº36 que dispõe sobre a comercialização do AEAC e AEHC no Brasil, mostra características do AEAC e AEHC.

De acordo com Owen e Coley (1995), o álcool mostra-se um bom combustível automotivo, apresentando um nível de octanagem superior ao da gasolina. Além disso, não contém o enxofre em sua composição química, o que evita a emissão de compostos de enxofre e a contaminação dos conversores catalíticos, o que prejudicaria a eficiência da conversão. Com relação à pressão de vapor inferior a da gasolina, obtém-se como resultado menores emissões evaporativas.

Tabela 3 - Especificações dos tipos de álcool comercializado no Brasil (ANP, 2011).

CARACTERÍSTICAS	AEAC	AEHC	MÉTODO
Massa Específica a 20°C (kg/m ³)	791,5	807,6 a 811,0	ABNT/NBR 5992
Teor Alcoólico (°INPM)	99,3	92,6 a 93,8	ABNT/NBR 5992
	mínimo.		

Os motores que utilizam o álcool combustível devem possuir projetos específicos de forma a obter um melhor aproveitamento das propriedades do combustível. A melhoria da eficiência térmica torna-se possível devido a diferenças de características da combustão em relação à gasolina, tais como:

- A queima do álcool apresenta menor temperatura de chama e luminosidade, assim, menor taxa de calor é perdida por condução e radiação para o sistema de arrefecimento.
- A taxa de queima do Álcool é mais rápida, podendo apresentar uma maior eficiência de torque.
- A combustão do álcool gera maior volume de produtos da combustão e desenvolve pressões maiores nos cilindros.

Adicionalmente, a qualidade da alta octanagem do álcool possibilita projetos de motores com maiores taxas de compressão do que os movidos a gasolina, melhorando a potência e economia de combustível (OWEN E COLEY, 1995).

De acordo com Yucesu (2006), a taxa de compressão dos motores a álcool pode ser elevada devido a propriedades do combustível como alto ponto de fulgor, elevado número de octanagem e alta temperatura de ignição.

Resultados experimentais revelam que à medida que se aumenta o percentual de álcool na mistura com a gasolina num motor flexível, aumenta-se também o limite de detonação. Cooney et al., (2009), relata que um teste de resistência à detonação para associar-se a taxa de compressão do motor com a octanagem do combustível, foi encontrado uma taxa de compressão do motor no valor de 8:1 para a utilização da gasolina com um número de octanagem de 91 (RON) e uma taxa de compressão de 16:1 para utilizar uma mistura de gasolina e 84% de etanol (E84). Outra importante consideração é que quando se aumenta a concentração de etanol na mistura de combustível, a duração do tempo de queima do combustível decresce.

Como a eficiência do motor é função também da taxa de compressão do motor, consegue-se melhores valores de eficiência em motores a álcool devido ao aumento da taxa de compressão. Owen e Brinkman (1977) observaram uma melhoria de 16% devido ao aumento da taxa de compressão de um motor monocilíndrico de 8:1 para 18:1 operando com metanol. A utilização de sistemas com sobre alimentação, como turbo - compressores ou compressores mecânicos (“*supercharges*”), permitem melhorias em economia de combustível na medida em que são reduzidas a relação entre peso do motor para uma mesma potência de saída.

A pressão de vapor é uma propriedade importante para os MCI, podendo afetar propriedades de partida a frio, a tendência de obstrução pelo vapor em motores mais antigos que não possuem sistema de injeção eletrônica de combustível e deterioração na qualidade do tempo de partida em motores com injeção eletrônica. É também fator crítico quanto ao requerimento que limita o índice de emissões de evaporativos (ANDERSEN et al., 2010).

2.3.4 O Gás Natural Veicular

Segundo Owen e Coley (1995), como encontrado na terra, o gás natural contém variadas quantidades de hidrocarbonetos não-metânicos, H₂S, CO₂, vapor de água, Nitrogênio, Hélio, Argônio e outros gases. Na maioria dos casos são necessários tratamentos dos gases encontrados nas reservas para distribuição nos transportes e redes de distribuição. Água e H₂S são exemplos de substâncias que devem ser removidas para a prevenção de danos por corrosão nas linhas de distribuição, assim como alguns tipos de hidrocarbonetos para a prevenção de condensação nas linhas de altas pressões.

O gás natural é um combustível que apresenta vantagem como alternativa energética devido à abundância de suas possíveis fontes e a características de ser um combustível de queima mais limpa. Uma das razões de ser considerado um combustível mais limpo é devido ao seu sistema de combustível ser completamente fechado, dessa forma, as emissões evaporativas praticamente não existem (ABIANEH et al., 2008).

Outra característica do gás natural é de um combustível que apresenta uma ampla faixa de inflamabilidade e um alto número de octanagem. Segundo Mello et al. (2006), os índices anti-detonação RON e MON do metano podem ser estimados como 130 e 115, respectivamente.

Com relação à faixa de inflamabilidade, ela permite o motor trabalhar com misturas mais pobres do que a condição estequiométrica, o que pode ser vantajoso em algumas situações de utilização do motor (ABIANEH et al., 2008).

De acordo com Cho e He (2008), em misturas mais pobres em relação à mistura estequiométrica, o combustível apresenta ainda uma maior resistência à detonação, permitindo a aplicação em motores com taxas de compressão mais elevadas. Na aplicação em MCI veiculares, é importante o entendimento das propriedades do gás natural para otimizar as condições do projeto.

Em Aslam et al. (2005), foi desenvolvido um estudo do GNV como um combustível alternativo à gasolina. Os experimentos do estudo mostraram que o GNV apresentou menores valores de desempenho (do inglês: Brake Mean Effective Pressure - BMEP), assim como menor consumo específico de combustível. No entanto, com relação à eficiência térmica, os resultados encontrados para o GNV foram melhores. Em relação às emissões, o GNV apresentou menores índices de emissões dos gases CO, CO₂ e HC, porém, maiores índices de emissões de NO_x.

Kalam e Masjuki (2011) concluíram que os sistemas convencionais de utilização do GNV (sistemas bi-fuel), não são soluções sustentáveis, pois produzem pouco desempenho e altas emissões. Entre as razões do baixo desempenho estão a baixa velocidade de queima, combustões incompletas em misturas pobres, falhas na combustão (do inglês: misfire), grande variações de combustão ciclo a ciclo e menor eficiência volumétrica em relação ao combustível líquido. Para enfrentar esses problemas, os autores sugerem um sistema de alto desempenho de injeção do gás natural no motor (Figura 11).

As figuras 11a e 11b mostram um comparativo entre 3 tipos de alimentação de combustível com gás natural: sistemas de injeção direta do gás natural (CNG-DI), sistema convencional com injeção de gasolina no pórstico de admissão de ar (Gasoline-PI) e o sistema bi-combustível convertido para a utilização de gasolina e gás natural (CNG-BI). De acordo com Kalam e Masjuki (2011), em todos os intervalos de rotações do motor, o CNG-DI produziu 2,02 kW (4,26% a menos) a menos de potência do que o sistema a gasolina (Gasoline-PI) e 8,67 kW (19,10% a mais) do que o sistema bi-combustível (CNG-BI).

Em Abianeh et al. (2008), foi realizado um estudo em um motor 1.4L DOHC comparando os resultados entre gasolina e gás natural, onde embora o gás natural utilizado no estudo tenha apresentado poder calorífico um pouco superior ao da gasolina, a potência de saída no motor apresentou valores maiores para a gasolina. Entre os argumentos utilizados pelo autor, está a maior eficiência volumétrica do combustível líquido em relação ao combustível gasoso e a menor velocidade da chama do gás natural. Dessa forma, observa-se que o GNV requer um avanço de ignição mais adiantado para melhor aproveitamento do processo de combustão do ciclo.

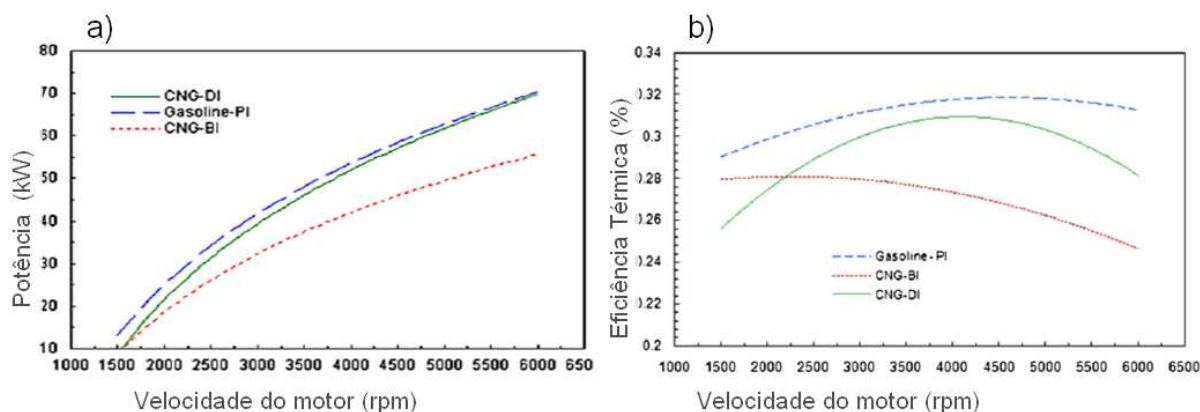


Figura 11 – Comparativo entre Sistemas de Alimentação de Combustível GNV. a) Potência x RPM; b) Eficiência Térmica x RPM (KALAM E MASJUKI, 2011).

As propriedades do gás natural permitem também a adoção de projetos de motores utilizando tecnologias de sobre-alimentação da mistura ar-combustível, como os turbo-compressores e compressores mecânicos “*superchargers*”. Kesgin (2004) realizou uma simulação do efeito do turbo-compressor aplicado ao gás natural. Nesse estudo o autor apontou algumas recomendações para que os projetos sejam mais bem aproveitados, como dimensões do coletor de exaustão igual ao diâmetro do cilindro do motor para melhor equalização das pressões do turbo, relações dos diâmetros do sistema de escapamento e outras recomendações com relação aos fluxos e resistências dos gases.

Com relação à produção de gás natural, existe ainda uma outra forma de extração, que é sinteticamente via gaseificação de biomassa. Jurascik (2009) explica que a rota convencional para a produção do gás natural sintético (GNS) (do inglês: (Synthetic Natural Gas - *SNG*) é baseada na gaseificação de biomassa para produzir o gás sintético e a subsequente metaneização do gás sintético para a produção do GNS. O autor sugere que o GNS é uma importante energia do futuro como forma de resolver problemas causados pelos combustíveis de origem fóssil no meio ambiente.

2.3.5 O reconhecimento do combustível em motores “flex”

Os sistemas de gerenciamento eletrônico dos motores possuem estratégias para a identificação do combustível que o motor está utilizando e para o condicionamento das

variáveis operacionais do motor de modo a obter-se um compromisso de quesitos como desempenho, consumo, dirigibilidade e emissões do veículo.

De acordo com Milhor (2002), para que o sistema possa gerenciar o funcionamento do motor, é necessário que a unidade de controle eletrônico (UCE) receba informações de sensores indicando as condições momentâneas de funcionamento. Sendo esses dados processados pela UCE e, então, enviados sinais de comandos para os atuadores de forma que o motor opere de acordo com o mapeamento.

O sensor de oxigênio, denominado também “Sonda Lambda”, é o sensor responsável por identificar o combustível ou percentual de mistura de cada combustível que está sendo queimado no motor, assim como, da proporção da mistura entre o ar e o combustível a cada instante. Através do percentual de oxigênio contido nos gases de escapamento, esse sensor informa se a mistura está “rica”, excesso de combustível, ou “pobre”, escassa em combustível, bem como, qual o percentual de cada combustível (HEYWOOD, 1988).

No entanto os sistemas de controle de motor, por vezes, podem estar sujeitos a erros de interpretação do combustível e ou da relação ar combustível empregada. Algumas incoerências podem ser tratadas somente como “ruídos” no sistema, podendo ser as causas de algumas alterações em consumo de combustível, emissões e desempenho do veículo.

De acordo com Câmara (2006), um dos motivos da limitação atual para a melhoria da eficiência de MCI é a ausência de uma informação mais precisa do processo de combustão que ocorre no interior dos cilindros do motor. Em seus estudos o autor aborda as limitações de um sistema de monitoramento e suas consequências ante a operação de um motor de combustão interna representativo.

Os sistemas de gerenciamento eletrônico de MCI possuem estratégias de atuação para que o “aprendizado” do combustível ocorra em determinadas “lógicas” de atuação, como a determinadas quilometragens percorridas ou sempre que houver uma possível mudança de combustível; por exemplo, após qualquer abastecimento o sistema inicia uma rotina de reconhecimento do combustível queimado e atua com as devidas

correções nos mapas de tempo de injeção de combustível e ponto de ignição do motor, de forma a se obter a mistura dentro das condições estequiométricas e com otimização do rendimento térmico.

2.3.6 As Modificações nos Parâmetros Operacionais do Motor de Acordo com o Combustível

Como as propriedades do álcool são diferentes da gasolina, são necessários ajustes nos mapas de controle do motor para o funcionamento com cada um dos combustíveis. O primeiro parâmetro é com relação à “dosagem” de combustível. É necessária a utilização de mapas diferentes com relação ao tempo de injeção de combustível de acordo com o combustível. Assim, para a mesma pressão de alimentação do combustível, controlada por um regulador presente na linha do combustível, o sistema eletrônico controla o tempo de abertura das válvulas injetoras de combustível de forma proporcional à quantidade de ar admitida e medida, de forma a obter-se a mistura dentro das condições estequiométricas, presentes nos mapas de injeção de cada combustível.

Outro parâmetro de correção é quanto aos pontos de ignição da centelha do motor. Os valores variam formando os mapas de ignição que variam de acordo com o combustível utilizado e com as condições do motor, tais como carga, rotação e temperatura. Para cada regime de funcionamento do motor, há um ponto de ignição que permite a otimização da pressão de combustão e melhoria do rendimento do motor.

Em um estudo realizado por Shenghua et al (2007), foi observado que num mesmo motor em plena carga, na medida em que se aumenta a fração de metanol na mistura do combustível com gasolina, ocorria a diminuição dos valores de torque e potência. Porém, quando nas mesmas condições havia correções dos pontos de avanço de ignição, o resultado era a melhoria do torque e potência do motor.

CAPÍTULO III

3 MATERIAIS E MÉTODOS

A metodologia utilizada neste trabalho consistiu da instrumentação de um motor de combustão interna ciclo Otto em uma bancada dinamométrica para a comparação dos resultados de 6 diferentes tipos de combustíveis.

A figura 12 apresenta as etapas que foram seguidas na metodologia do trabalho. Em seguida os subtítulos dessa seção procuram descrever as etapas e materiais utilizados na metodologia.

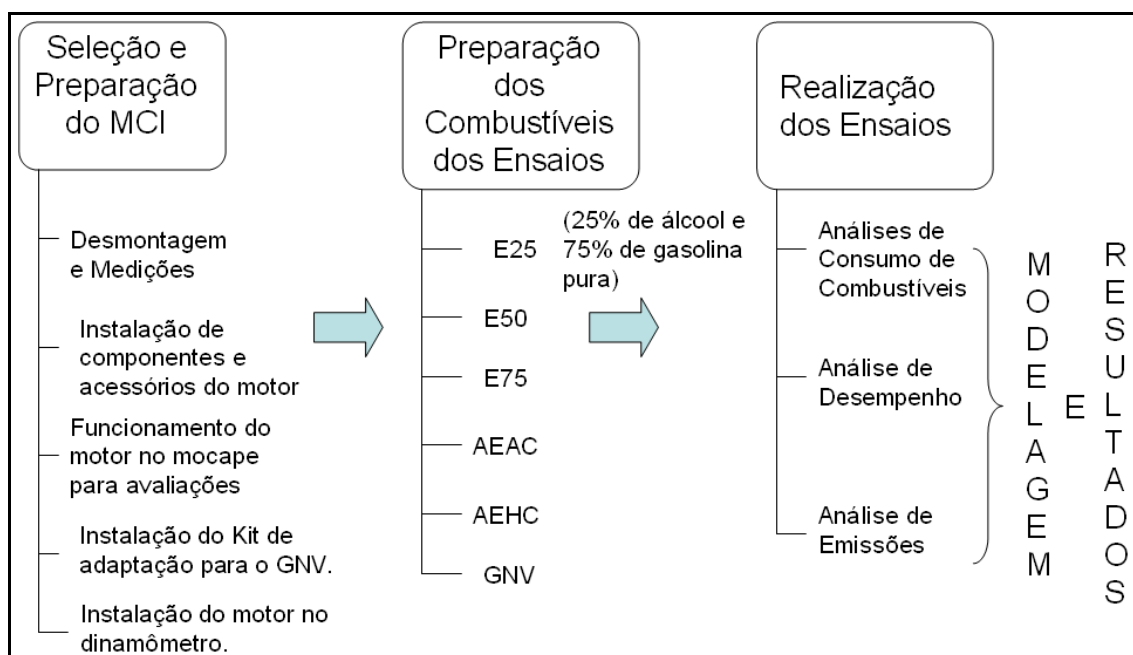


Figura 12 – Etapas da metodologia utilizada no trabalho.

3.1 CARACTERÍSTICAS DO MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

O motor utilizado na realização dos ensaios foi um motor ciclo Otto flexível, 1.4L, quatro cilindros em linha (Figura 13).

As características originais desse motor propiciavam o funcionamento com os combustíveis álcool e gasolina em diferentes proporções.



Figura 13 – Motor GM 1.4 L utilizado nos ensaios no dinamômetro.

A tabela 4 apresenta as especificações técnicas do motor utilizado fornecidas pelo fabricante do motor.

Por se tratar de um motor que anteriormente foi utilizado para fins didáticos, houve a desmontagem, verificação dos componentes internos, medição dos componentes desse motor e remontagem conforme o manual do fabricante.

Tabela 4 - Especificações do Motor Utilizado nos Ensaios (Fonte: GM do Brasil, 2010).

Motor de Combustão dos Ensaios	
Fabricante:	GM Powertrain
Número de cilindros:	Quatro (4)
Cilindrada:	1389 cm ³
Potência máxima com Gasolina em Kw:	72,8
Potência máxima com Álcool em Kw:	77,2
Torque máximo com Gasolina em Nm:	129
Torque máximo com Álcool em Nm:	131
Taxa de Compressão:	12,4:1
Rotação em Marcha Lenta com Ar Condicionado:	750 +- 50 RPM
Rotação Máx. Permitida pelo Gerenciamento Eletrônico do Motor:	6300 RPM
Massa do Motor:	103 Kg

A etapa posterior à remontagem do motor foi a sua colocação em um “mocape” para que fossem providenciados todos os acessórios complementares para o seu funcionamento (figura 14). Nessa etapa foi necessária a aquisição de diversos componentes que estavam faltando para o funcionamento normal, pois se tratava de um motor utilizado em cursos de mecânica automotiva.



Figura 14 – “Mocape” com o motor de combustão utilizado nos ensaios.

Foram adquiridos os componentes do sistema de gerenciamento eletrônico do motor (módulo de controle eletrônico, chicote elétrico, determinados tipos de sensores e alguns atuadores), componentes do sistema de arrefecimento (radiador, mangueiras, etc.), componentes do sistema de carga e partida (alternador, bateria e motor de arranque) e componentes do sistema de admissão e escapamento.

Com o motor instalado no “mocape”, alguns pontos em especial foram observados quanto à robustez de funcionamento, como o funcionamento do sistema de arrefecimento, lubrificação e o sistema de gerenciamento eletrônico do motor.

Com a utilização de um equipamento de diagnóstico e manutenção do sistema eletrônico, utilizados em motores GM, foi possível conferir que o motor e todo o sistema de gerenciamento eletrônico funcionaram corretamente durante a realização dos ensaios.

Posteriormente o motor foi instalado na bancada dinamométrica (figura 15).



Figura 15 – Motor em processo de montagem na bancada dinamométrica.

Nessa etapa foi importante toda a inspeção dos pontos de fixações nas bases da bancada de forma a corrigir ou minimizar folgas e desalinhamentos. Com o início do funcionamento do motor no dinamômetro, foi observado o comportamento do sistema quanto a vibrações, ruídos e robustez do sistema.

Para o funcionamento com o gás natural, foi necessário um “kit” de conversão para o motor também trabalhar com o combustível gasoso. As figuras 16 a) e 16 b) mostram o kit de gerenciamento eletrônico do GNV e o cilindro de GNV utilizado, respectivamente.



Figura 16 – “kit” de conversão para utilização do gás natural veicular. a) Módulos eletrônicos do “kit” utilizado. b) Cilindro de GNV.

3.2 A BANCADA DINAMOMÉTRICA

Nos ensaios experimentais desse estudo, utilizou-se uma bancada dinamométrica constituída pela base estrutural, dinamômetro hidráulico, sistema hidráulico e o sistema de automação e controle (Figura 17).

A célula de carga e o sensor de rotação são os itens fundamentais para as informações de torque e potência que serão processados pelo sistema de automação. A figura 17 representa de forma esquemática os principais itens que fazem parte da bancada dinamométrica utilizada nos ensaios, entre eles: sistema de medição de

consumo de combustível, sistema de automação do dinamômetro, dinamômetro com célula de carga e sistema de medição de temperatura e umidade do ar ambiente.

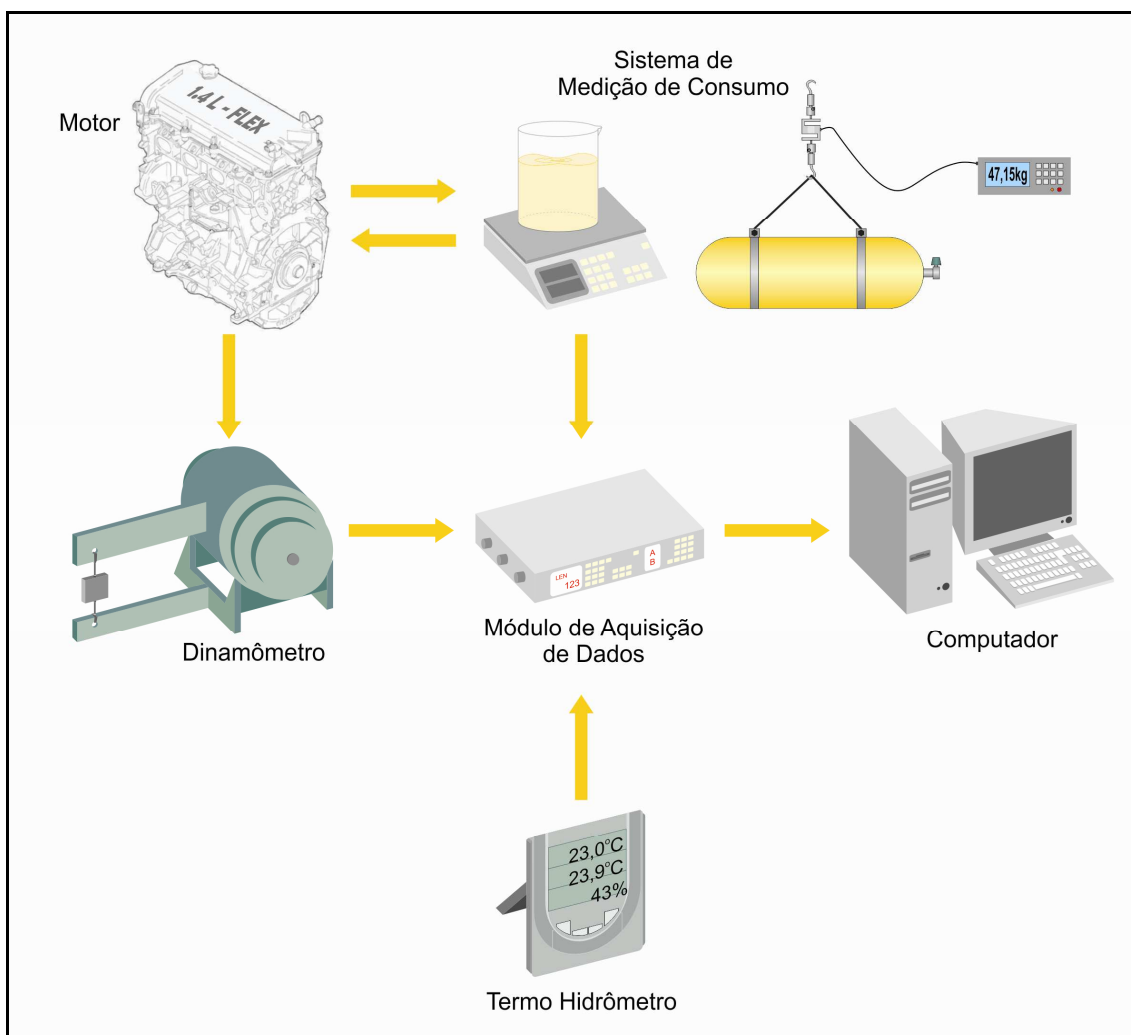


Figura 17 – Desenho esquemático da bancada dinamométrica utilizada nos ensaios experimentais.

Outros itens também fazem parte do sistema de aquisição de dados, como sensores de temperatura, vazão e pressão. A figura 18 mostra a bancada dinamométrica utilizada nos ensaios desse trabalho.

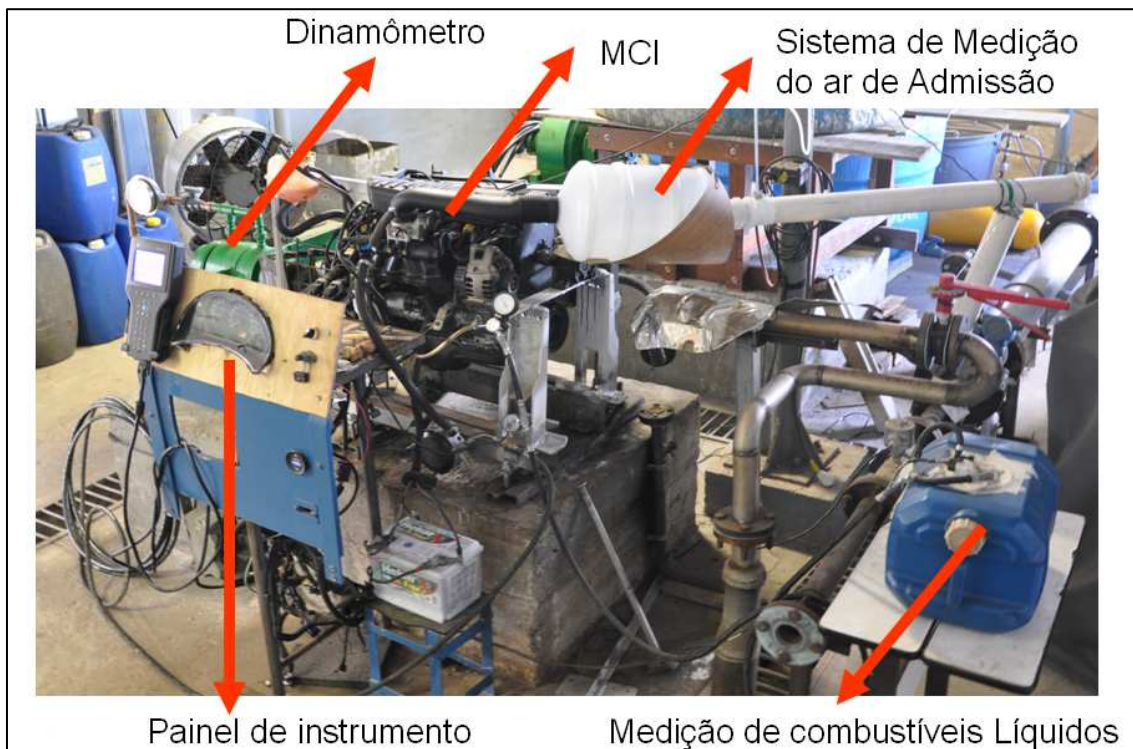


Figura 18 – Bancada dinamométrica do Laboratório de Motores - LEN/UFBA

3.2.1 O Dinamômetro

O dinamômetro utilizado nos ensaios foi do tipo hidráulico de fabricação Schenck, modelo D-210 E. Esse dinamômetro tem capacidade para motores com torque máximo de 600 N.m e potência de até 200 kW (Figura 19).

Na figura 20, pode se observar informações no display do sistema de automação do dinamômetro com relação ao funcionamento do motor na bancada: velocidade do motor (RPM), torque e potência calculada pelo sistema. No sistema de automação é realizado também o controle do sistema, onde existem parâmetros como “ganhos” proporcionais, integrais e derivativos que são utilizados para controlar melhor as interações entre o motor e o dinamômetro.



Figura 19 – Dinamômetro hidráulico utilizados nos experimentos - LEN/UFBA.

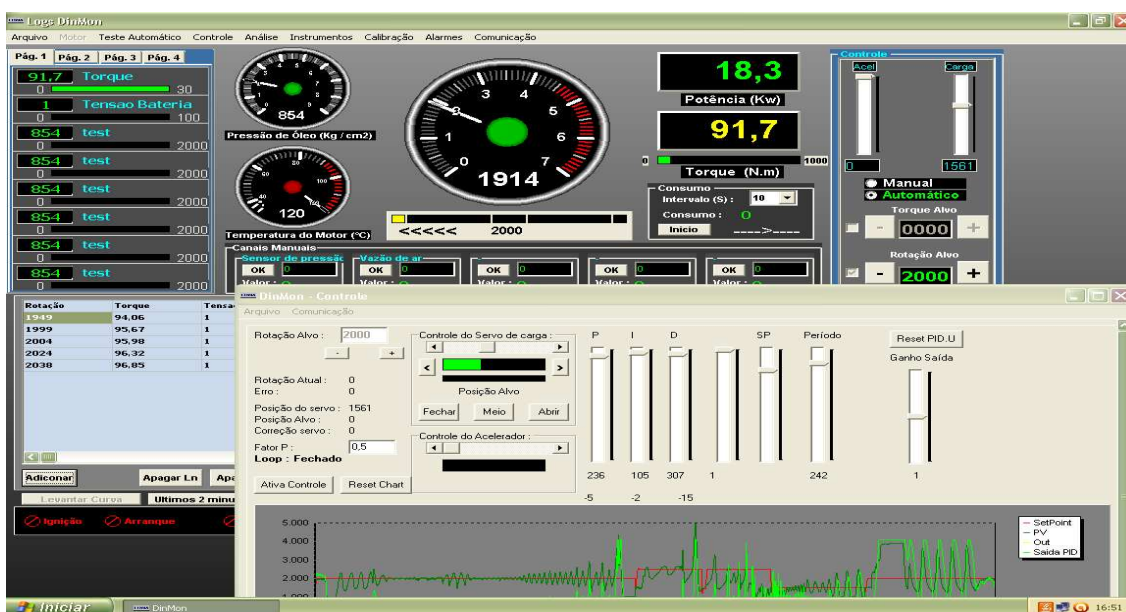


Figura 20 - Sistema de Controle do Dinamômetro Hidráulico (LEN/UFBA).

3.3 MEDIÇÕES DE CONSUMO DOS COMBUSTÍVEIS

Para a verificação do consumo dos combustíveis foi utilizado o método gravimétrico. No caso dos combustíveis líquidos, foi utilizada uma balança da marca Toledo, com capacidade para até 15 kg e resolução de 3 casas decimais (cinco gramas).

O tanque de combustível utilizado nos ensaios deveria ter como requisito conter internamente a bomba de combustível do veículo, devido ao fato dessa bomba funcionar imersa no combustível. Dessa forma, tendo em vista a capacidade da balança, assim como as dimensões da bancada dinamométrica, foi adaptado um recipiente que serviu como tanque de combustível para atender aos requisitos necessários (Figura 21).

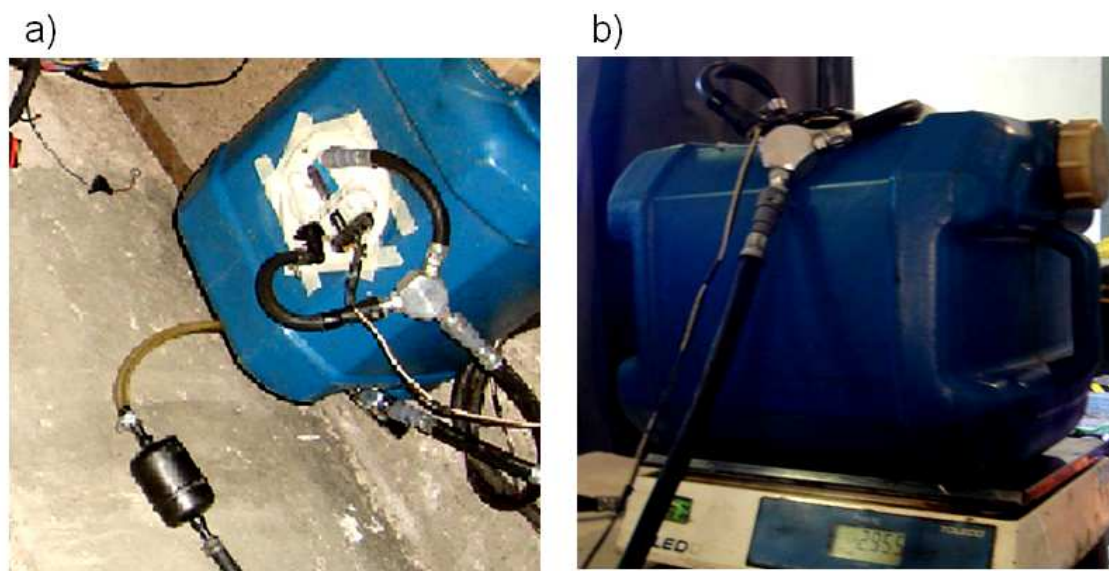


Figura 21 – Medições dos combustíveis líquidos. a) Adaptações para o tanque de combustível; b) Balança e tanque de combustível utilizados nos ensaios.

Para a medição do consumo mássico do gás natural, foi utilizada uma célula de carga da marca AEPH, modelo EP 001-1, com capacidade de carga para até 50 kgf com resolução de 3 casas decimais (cinco gramas). A figura 22 mostra o sistema de medição de consumo utilizado para o GNV.

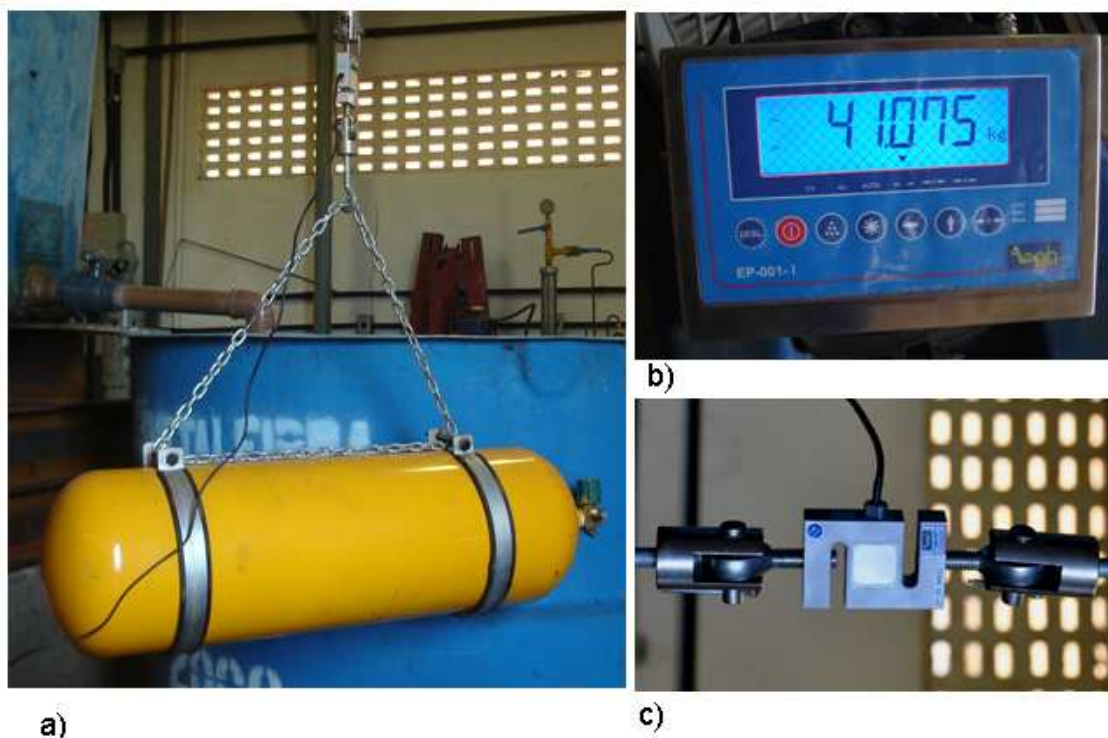


Figura 22 – Sistema de medição do GNV. a) Cilindro de GNV; b) Monitor da célula de carga; c) Célula de carga.

3.4 AQUISIÇÕES DE TEMPERATURAS E PRESSÕES DO SISTEMA

3.4.1 Ar de Admissão do Motor

O ar de admissão é uma das variáveis mais importantes para o funcionamento do motor. O sistema de gerenciamento eletrônico precisa interpretar a quantidade de ar admitida para a realização da mistura do ar com o combustível. Através de um sensor de pressão e temperatura (do inglês: Temperature Manifold Air Pressure - TMAP), associado com a posição de abertura da borboleta do acelerador, o sistema de gerenciamento executa os cálculos da quantidade de ar admitida pelo motor em massa e, conseqüentemente, atua nas válvulas injetoras de combustível para a “dosagem” proporcional do combustível.

O equipamento de diagnóstico e inspeção do motor (TECH 2), utilizado pelas fábricas e pelas concessionárias General Motors (GM), foi utilizado para a comunicação com o módulo de controle eletrônico (MCE) e para a obtenção das informações de temperatura e pressão do ar de admissão direto do sensor TMAP (Figura 23).

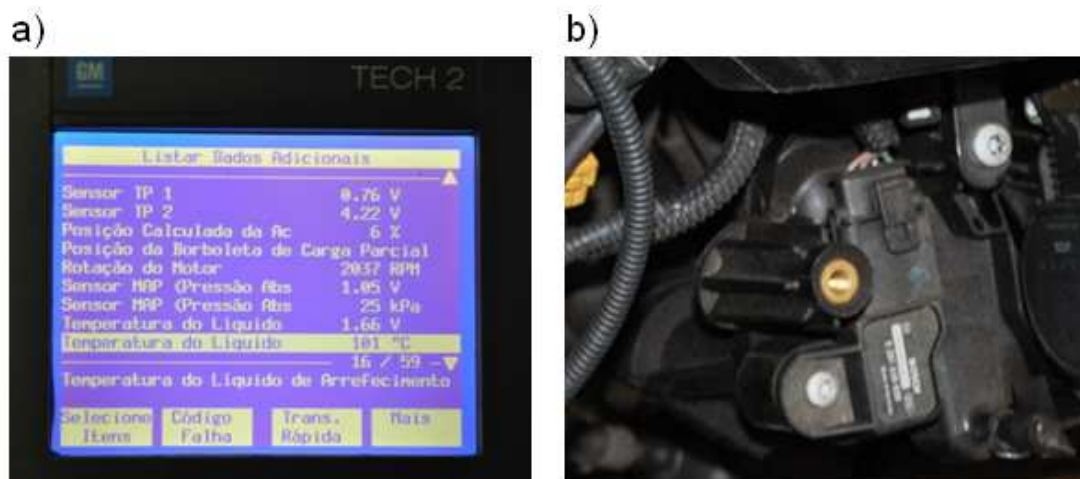


Figura 23 – Medição de temperatura e pressão do ar de admissão. a) Equipamento de diagnóstico (TECH 2 GM); b) Sensor de temperatura e pressão TMAP.

A informação da vazão de ar admitida que é calculada pelo sistema de gerenciamento do motor não fica disponível no equipamento TECH 2. No entanto essa informação é importante para a realização de alguns cálculos experimentais. Como recurso para essa medição, foi utilizado para a verificação da vazão do ar de admissão um anemômetro do tipo tubo de “Pitot” (Figura 24).

A figura 24 c, mostra um dispositivo criado para melhorar as medições de ar do sistema, de forma a reduzirem-se as pulsações do ar admitido pelo motor.

O cálculo da vazão de ar admitida pelo motor foi também realizado através da relação estequiométrica e do consumo mássico de combustível (equação 3.1).

$$(A/F) = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_{comb}} \Rightarrow \dot{m}_{ar} = (A/F) \times \dot{m}_{comb} \quad (3.1)$$

Onde,

- A/F é a relação ar combustível;
- \dot{m}_{ar} é a vazão mássica de ar (calculada);
- \dot{m}_{comb} é a vazão mássica medida de combustível (medida).

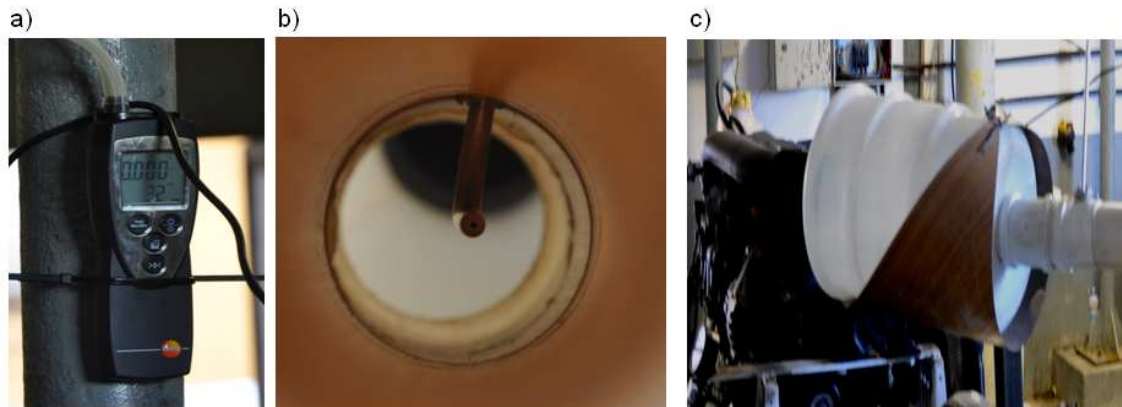


Figura 24 – Medição de velocidade e vazão do ar de admissão. a) Equipamento do tubo de Pitot (TESTO). b) Sensor de velocidade do ar (tubo de “Pitot”); c) Dispositivo “pulmão” utilizado para medição da vazão do ar.

3.4.2 Temperatura dos Gases de Escapamento

As condições de temperatura e pressão dos gases de exaustão também são informações utilizadas para os cálculos termodinâmicos do sistema. Através dessas informações podem ser levantadas a parcela da energia que está indo para o sistema de exaustão, assim como, do potencial exergético nesse processo.

Para a medição de temperatura dos gases de exaustão foi colocado um sensor de temperatura tipo “K” na tubulação do escapamento, no ponto próximo à junção das saídas dos gases dos quatro cilindros do motor (Figura 25).

O termopar utilizado nos experimentos foi anteriormente verificado quanto ao funcionamento e calibração no Laboratório de Metrologia do SENAI CIMATEC/Bahia.

Posteriormente foi realizada a fixação do termopar na tubulação de escapamento do motor.

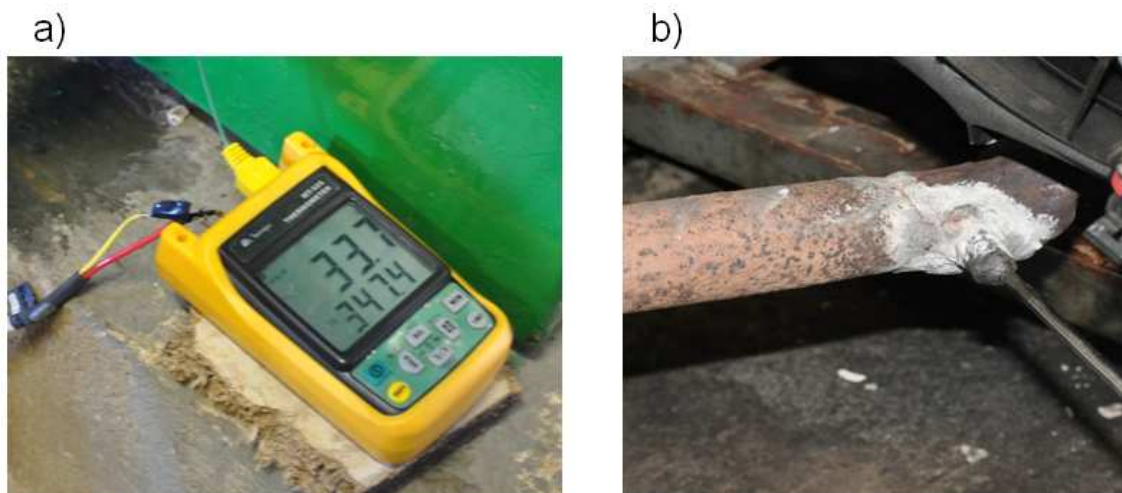


Figura 25 - Termopar Utilizado nos ensaios. a) Display do termômetro; b) Termopar fixado na tubulação de escapamento.

3.5 MEDIÇÕES DE PARÂMETROS DO MOTOR

O dinamômetro é um equipamento que determina os parâmetros de torque e potência do motor. O que é medido é a força através de uma célula de carga. A partir de um Momento entre a força e um braço de alavanca, determina-se o torque do motor. A potência é outro conjugado entre o torque e a rotação do motor.

A célula de carga do dinamômetro utilizado nos ensaio possui capacidade para até 50 kgf. Antes dos experimentos, essa célula de carga foi calibrada e verificada quanto ao funcionamento dinâmico. A rotação do motor é obtida através de um sensor de rotação acoplado no eixo que faz a ligação entre o motor e o dinamômetro.

3.6 SISTEMA DE MEDIÇÃO DOS GASES DE EXAUSTÃO

Os gases de exaustão foram medidos com um analisador de gases modelo *TEMPEST 50*, da marca *TELEGAN*. Esse equipamento estava apto para a leitura dos gases: NO, NO_x, CO, CO₂ e O₂ (Figura 26).

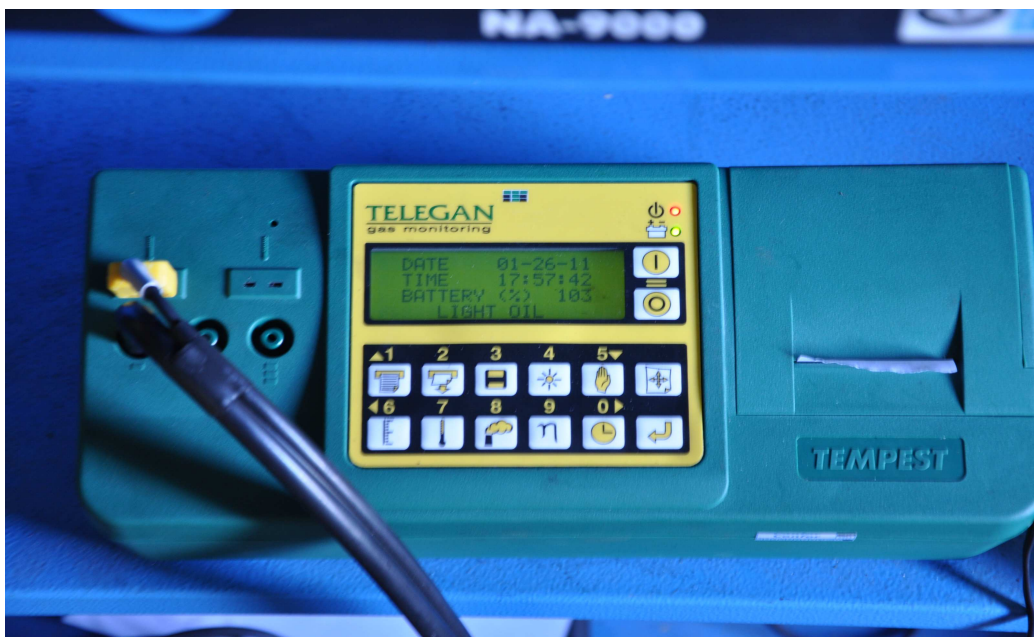


Figura 26 - Analisador dos Gases de Emissões.

Alguns dos gases foram dados em percentuais volumétricos e outros em *PPM*. As emissões foram coletadas em seis diferentes tomadas para cada condição dos testes e com cada um dos 6 combustíveis. Dessa forma, foram realizadas pelo menos 108 tomadas oficiais de emissões. Para as 6 tomadas, em cada uma das condições dos ensaios, foi realizada uma média para a definição dos valores a serem utilizados na modelagem.

3.7 COMBUSTÍVEIS UTILIZADOS NOS ENSAIOS

Nesse trabalho os ensaios foram programados para a utilização dos seguintes combustíveis:

- Gás Natural Veicular;
- Gasolina Comum Brasileira (Também chamada de tipo C, Gasool ou mistura E25);
- Álcool Etílico Anidro Combustível (AEAC);
- Álcool Etílico Hidratado Combustível (AEHC);
- Mistura E50 - Correspondente a um percentual de 50% de gasolina pura, tipo “A”, e 50% de álcool anidro (AEAC);
- Mistura E75 - Correspondente a um percentual de 75% de álcool anidro (AEAC) e 25% de gasolina pura.

O álcool hidratado foi obtido diretamente de um posto de combustíveis da cidade de Salvador.

Todas as misturas entre gasolina e álcool foram preparadas utilizando o álcool etílico anidro combustível (AEAC). Foi procedido dessa forma para que os ensaios comparativos pudessem mostrar as diferenças entre as misturas álcool e gasolina em diferentes percentuais. Caso fosse utilizado o álcool hidratado, a água presente no álcool hidratado poderia entrar como mais uma variável de “ruído” nos dados.

É importante ressaltar que nas misturas de combustíveis que normalmente ocorrem nos tanques dos veículos “flexíveis” brasileiros, são misturadas diferentes proporções de álcool etílico hidratado combustível (AEHC) e gasolina C.

Nesse trabalho houve também a tentativa de realização de ensaio comparativo utilizando a gasolina pura, ou gasolina tipo A. Porém o ensaio foi abortado devido à intensidade com que ocorreram “detonações” (*knocking*). Pode-se explicar o ocorrido pelo fato de a gasolina pura apresentar número de octanagem inferior à gasolina tipo C, que contém o álcool anidro como um dos modificadores de octanagem. Entende-se

também que o sistema de gerenciamento eletrônico do motor utilizado não possuía em sua programação uma “calibração” para também trabalhar com a gasolina pura.

3.7.1 O Gás Natural Veicular

O gás natural utilizado nos ensaios experimentais foi o gás natural distribuído no estado da Bahia, especificamente na cidade de Salvador. As especificações desse gás natural foram fornecidas pela Companhia de Gás da Bahia - Bahiagás. A tabela 5 representa as informações das especificações do GNV da cidade de Salvador.

Tabela 5 – Composição do Gás Natural Veicular em Salvador (BAHIAGÁS, 2011).

<i>GÁS NATURAL VEICULAR – SALVADOR/BAHIA</i>						
Composição (%)	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	N ₂ +CO ₂	CO ₂
	89,2	4,41	0,48	0,49	5,42	0,4
Poder Calorífico Superior				46.708 (kJ/kg)		
Poder Calor Inferior				42.152(kJ/kg)		
Densidade Absoluta				0,7924 (kg/m ³)		

3.7.2 A Gasolina dos Ensaio

A gasolina utilizada nos ensaios experimentais foi a gasolina comum brasileira, ou do tipo C, adquirida em um dos postos da cidade de Salvador. Essa gasolina possui um percentual de 25% de álcool anidro e 75% de gasolina pura (Tabela 6).

Tabela 6 – Especificações da Gasolina Utilizada nos Ensaio.

GASOLINA COMUM BRASILEIRA – TIPO C	
Percentual de Álcool Anidro	25% (ASTM D4052)
Poder Calorífico Inferior	40005 kJ/kg (Calculado)
Densidade (20° C)	0,7657 g/cm ³ (Medido)

As informações do relatório das análises enviadas pelo distribuidor (Petrobrás Distribuidora S.A.) apresenta a gasolina como possuindo massa específica de $743,2 \text{ kg/m}^3$ (ASTM D4052) e percentual de álcool anidro de 25%. No entanto o valor considerado para a densidade foi o valor medido em laboratório, conforme tabela 6. O poder calorífico apresentado na tabela também foi calculado considerando considerando-se as informações de PCIs da gasolina A e do AEAC, enviadas pela Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP).

A gasolina adquirida passou por mais de uma fase de avaliações. Inicialmente, o produto foi avaliado no próprio posto de combustível para verificação do percentual volumétrico de álcool, conforme disposições da ABNT NBR 13992 (Teste do Teor de Álcool Anidro Combustível na Gasolina). Houve também a verificação do boletim de conformidade da qualidade do combustível adquirido pelo posto revendedor do combustível. Posteriormente, foi realizada a verificação do combustível no equipamento IROX 2000, do Laboratório de Energia e Gás – LEN/UFBA. Nos testes realizados, os resultados mostraram que o produto estava dentro das especificações esperadas.



Figura 27 – Analisador de Combustíveis (IROX 2000).

3.7.3 O Etanol Combustível

Nos estudos experimentais com o etanol, foram realizados ensaios utilizando o etanol puro (AEAC – Álcool Etílico Anidro Combustível) e o etanol hidratado, do tipo que é vendido nos postos de combustível brasileiros (AEHC – Álcool Etílico Hidratado Combustível). Ressaltando-se que as misturas foram realizadas somente com o AEAC.

As especificações consideradas para esses dois tipos de álcool combustível foram as informações da resolução ANP nº36 quanto ao teor de água no álcool. Com relação ao poder calorífico inferior dos combustíveis foram consideradas as informações enviadas pela ANP (Tabela 3). Os principais dados necessários para as análises foram massa específica, teor alcoólico e poder calorífico inferior.

3.7.4 As Misturas de Combustíveis dos Ensaio

As misturas de combustíveis foram preparadas no laboratório de motores do Laboratório de Energia e Gás da UFBA. Basicamente foram realizadas misturas nas proporções E50 (50% gasolina A e 50% de álcool Anidro) e E75 (25% de gasolina A e 75% de álcool anidro).

Foi utilizada a gasolina C para as misturas, pelo simples fato de a gasolina C já ser constituída por um percentual de 25% de álcool anidro. Dessa forma, as misturas foram realizadas somente acrescentando-se o álcool anidro à gasolina C.

A tabela 7 apresenta as especificações de densidade e poder calorífico das misturas utilizadas nos ensaios.

Tabela 7 – Densidade e Poder Calorífico das Misturas E50 e E75.

PROPRIEDADES	E50	E75
Densidade (g/cm ³) a 20°C	0,7685	0,7836
Poder Calorífico Inferior (kJ/kg)	38547	34058

3.8 A REALIZAÇÃO DOS ENSAIOS

Algumas etapas foram necessárias antes do desenvolvimento dos ensaios experimentais. A etapa inicial consistia do amaciamento do motor e de verificações dos acoplamentos entre motor e dinamômetro, assim como, verificações em toda a estrutura da bancada envolvendo o motor e o dinamômetro.

Essas verificações são fundamentais para a execução de trabalhos experimentais de motores em dinamômetros devido, principalmente, a questões da segurança e integridade dos operadores do sistema. Os ensaios são realizados em condições de elevadas rotações, pressões e temperaturas. A proteção dos equipamentos também é muito importante. São equipamentos de custos materiais elevados, em que a quebra ou danos de algum desses equipamentos pode representar atrasos no cronograma dos ensaios ou mesmo o impedimento de algum dos ensaios.

De forma a garantir maior segurança pessoal dos operadores do sistema, assim como dos equipamentos, foi padronizado um “check list” inicial para ser cumprido todas as vezes que os ensaios fossem realizados. Seguem principais tópicos desse procedimento:

- Verificações de conectores de sensores e atuadores do motor;
- Conferência de apertos de todos os parafusos e fixações da bancada (motor, dinamômetro, acoplamentos etc.);
- Verificação de fluidos do motor (fluido de arrefecimento e óleo do motor);
- Checagem do funcionamento da “ventoinha” do sistema de arrefecimento;
- Verificações do alinhamento do motor e dinamômetro;
- Inspeção no sistema quanto a ruídos e/ou vibrações em excesso;
- Conferência de extintores de incêndio em caso de emergência.

Conforme anteriormente mencionado nesse trabalho, o funcionamento de motor em dinamômetro requer muita atenção e atendimento a procedimentos de segurança. O sistema trabalha com elevados regimes de carga, em condições de temperaturas,

pressões e rotações elevadas. Dessa forma, o cumprimento de itens de segurança é fundamental para os trabalhos de ensaios em bancada.

3.8.1 A Fase de Verificação do Comportamento do Motor

Essa etapa começou antes mesmo da instalação do motor no dinamômetro. Após a medição dos seus componentes internos e sua remontagem o motor foi instalado em um “mocape” para que toda a instrumentação original do motor fosse providenciada (Alternador, motor de arranque, chicote elétrico, módulo de injeção eletrônica e outros componentes do sistema de injeção eletrônica). Posteriormente o motor foi ligado e foram realizadas observações das pressões e temperaturas do sistema, assim como, possíveis ruídos e vibrações fora do normal e verificações de possíveis vazamentos. Nessa etapa o motor funcionou por cerca de 20 horas durante duas semanas. Nessas condições não haviam cargas externas impostas ao motor, porém, houve variações de rotações que variaram de 850 rpm (marcha lenta) a 5000 rpm. Essa etapa foi também utilizada como uma maneira de “pré-adaptação” do motor na bancada dinamométrica.

A etapa posterior, com o motor já instalado no dinamômetro hidráulico, consistiu de continuação das verificações das condições de acoplamentos entre motor e dinamômetro e do treinamento da equipe de pessoas que trabalhariam nos ensaios.

3.8.2 Definições das Condições dos Ensaios

Nessa etapa foi também observado o comportamento do sistema motor e dinamômetro. Foram verificadas as condições dos acoplamentos, como eixo “cardan” entre motor e dinamômetro, flanges e parafusos, condições dos esforços do motor e das condições de reação do dinamômetro em diferentes rotações. A partir dessas observações, foram definidas as condições de rotações e cargas para que os ensaios fossem realizados com cada um dos combustíveis. As seguintes condições de ensaios foram estabelecidas:

- Motor em Temperatura normal de trabalho;

- Motor em carga máxima, borboleta totalmente aberta (do inglês: Wide Open Throttle - WOT) na rotação de 1500 rpm;
- Motor em carga máxima (WOT) na rotação de 2000 rpm;
- Motor em carga máxima (WOT) na rotação de 2500 rpm;

Os ensaios foram realizadas em rotações moderadas do motor, que foram definidas conforme se observava o comportamento do sistema motor-dinamômetro. Porém as situações utilizadas nos ensaios são representativas de algumas condições reais do motor no veículo. Em muitas condições de dirigibilidade veicular, por exemplo, em regimes de economia de combustível, são utilizadas as rotações entre 2000 rpm e 2500 rpm. Segundo dados do fabricante desse motor, a rotação de torque máximo está em 2800 rpm.

3.9 MODELAGEM MATEMÁTICA

A figura 28 apresenta o volume de controle correspondente ao motor de combustão interna. Podem ser consideradas como variáveis de entrada do sistema o combustível e o ar de admissão do motor. Com relação às variáveis de saída, consideram-se principalmente o calor trocado entre o ambiente e o volume de controle, a potência de saída e os gases de exaustão.

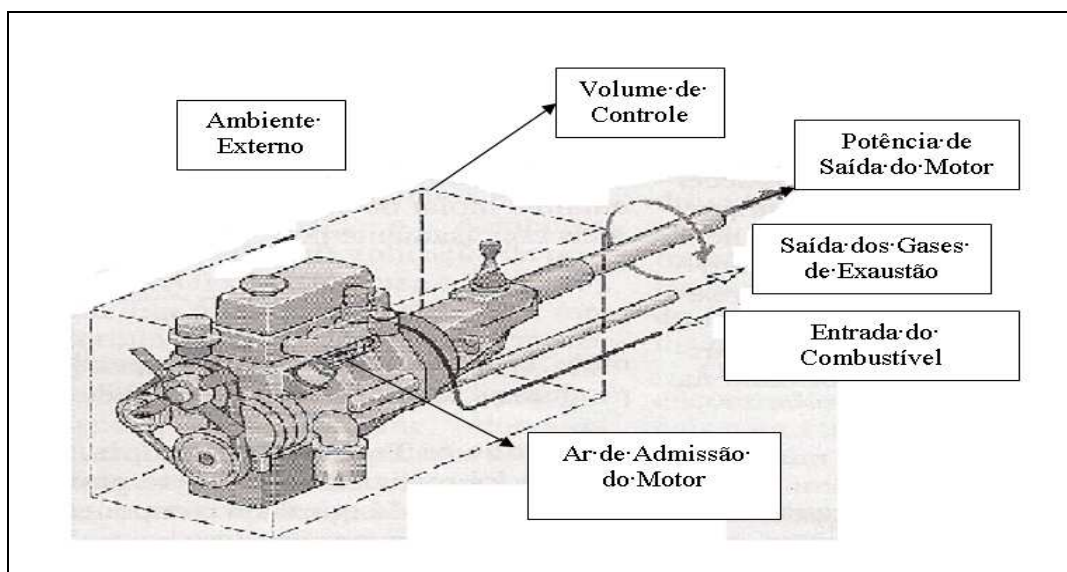


Figura 28 – Representação do Volume de Controle do Motor

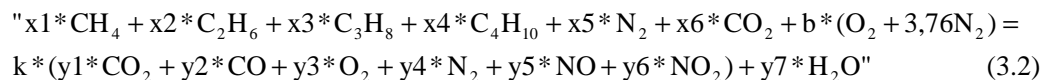
3.9.1 Relação Estequiométrica dos Combustíveis

A relação estequiométrica de cada combustível é importante para a determinação do ar em excesso da reação de combustão, auxílio na interpretação de resultados de emissões e eficiência, assim como, para a verificação dos resultados como um todo.

A composição do gás natural utilizado nas equações foi estabelecida conforme as informações enviadas pela Bahiagás, que é a empresa fornecedora do gás natural no estado da Bahia (TABELA 5).

A composição dos produtos da reação de combustão do gás natural foi obtida através dos dados do analisador de gases (TEMPEST).

Com relação ao GNV, a equação 3.2 foi utilizada para a determinação da relação estequiométrica do gás natural:



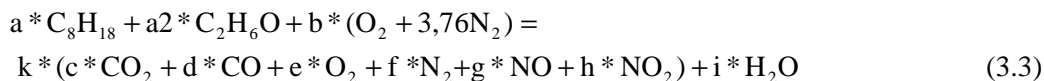
Onde,

Os coeficientes x_1 , x_2 , x_3 , x_4 , x_5 e x_6 , são os percentuais de cada um dos gases que constituem o gás natural utilizado. Esses valores utilizados estão conforme as informações enviadas pela Bahiagás.

Os coeficientes y_1 , y_2 , y_3 , y_4 , y_5 e y_6 são os valores percentuais da composição dos gases de exaustão lidos pelo analisador de gases, em base seca.

Os coeficientes b , k e y_7 são resultados da resolução da equação.

Para as análises dos combustíveis líquidos, a equação (3.3) foi utilizada para determinação da relação estequiométrica:



Onde,

Os coeficientes a e $a2$ representam os coeficientes molares referentes à gasolina e ao álcool, respectivamente. Esses coeficientes variam de acordo com o percentual de cada combustível na mistura, assim como, com a densidade de cada combustível.

Neste trabalho, foi adotada a molécula do iso-octano C_8H_{18} líquido para a utilização como o reagente representando a gasolina. No caso do álcool, foi utilizada a molécula do etanol, C_2H_5OH .

Os coeficientes c , d , e , f , g e h , são os valores percentuais da composição dos gases de exaustão lidos pelo analisador de gases, em base seca.

Os coeficientes b , k e i aparecem ao se resolver a equação.

3.9.2 Densidades dos Combustíveis

Uma das formas de se obter informações sobre densidade dos combustíveis é através de resoluções da ANP. No caso do álcool anidro, a resolução ANP nº 36, fornece a informação da densidade como sendo $791,5 \text{ kg/m}^3$ a 20°C . No caso do valor da densidade da gasolina pura, a resolução ANP menciona apenas como “anotar”. Dessa forma, nesse trabalho, os valores de densidades dos combustíveis foram também obtidos em medições em laboratório utilizando-se um densímetro digital portátil “Anton Paar”.

A tabela 08 apresenta os valores de densidades dos combustíveis dos ensaios. No caso do GNV, o valor apresentado foi fornecido pela Bahiagás.

A densidade da gasolina A também foi medida, onde foi encontrado o valor de $0,745 \text{ g/cm}^3$ a 20°C . Essa gasolina foi utilizada na preparação das misturas de combustíveis dos ensaios.

Tabela 8 – Densidades dos Combustíveis dos Ensaios.

Densidades dos combustíveis a 20° (g/cm³)					
E25	E50	E75	AEAC	AEHC	GNV
0,7657	0,7685	0,7836	0,7933	0,810	0,7924

3.9.3 Poder Calorífico dos Combustíveis

Os valores considerados para os PCI dos combustíveis líquidos tiveram como base os valores enviados pela Agência Nacional do Petróleo e Gás Natural (ANP), no caso dos combustíveis líquidos e pela Bahiagás, no caso do GNV.

Para a determinação do PCI das misturas de combustíveis nas proporções E25, E50 e E75, foi utilizada uma metodologia baseada no percentual mássico de cada combustível. A tabela 09 apresenta essa metodologia em um exemplo aplicado para a mistura E25.

Tabela 9 – Cálculo do Poder Calorífico com Base no Percentual Mássico de cada Combustível da Mistura.

	AEAC	Gasolina A
Fração da mistura em Volume	0,25	0,75
Densidade (g/cm ³)	0,7933 (valor medido)	0,745 (valor medido)
Volume(%) x Densidade (g)	0,198325	0,55875
Somatório em Massa (g)	0,757075*	
Percentual em Massa (%)	0,261962	0,738038
PCI (kJ/kg)	28262,25	44172,85
PCI Calculado (E25) (kJ/kg)	40004,87	

Na tabela 9, os valores considerados para as densidades da gasolina A e do AEAC foram os valores medidos em laboratório. Dessa forma, pode-se observar que a

densidade obtida nos cálculos da tabela 9 para a gasolina C, difere levemente do valor medido em laboratório e que está apresentado na tabela 8. O mesmo aconteceu para as misturas E50 e E75. Nessa metodologia empregada na tabela 9, o objetivo foi o resultado do poder calorífico das misturas de combustíveis.

A tabela 10 apresenta os resultados de PCI dos combustíveis utilizados nos ensaios. Esses valores foram utilizados na modelagem dos dados do trabalho.

Tabela 10 – Poder Calorífico Inferior e Massa Específica dos Combustíveis Utilizados nos Ensaios.

COMBUSTÍVEL	PODER CALORÍFICO INFERIOR (kJ/kg)
E25 (Gasolina C)	40005
E50	38547
E75	34058
AEAC	28242
AEHC	26359
GNV	42180

O PCI dos combustíveis foi utilizado na determinação dos resultados das equações da energia dos combustíveis, eficiência térmica e interpretação de resultados gerais do estudo.

3.9.4 Análise Energética

A análise energética utilizada compreende basicamente as análises de eficiência térmica, assim como, a distribuição da energia do combustível nas parcelas de trabalho de saída e parcelas de calor gerado no volume de controle e gases de exaustão. A parcela da energia no volume de controle compreende o calor passado para o fluido de arrefecimento, para o óleo do motor, partes externas do motor e atritos internos.

Equação da Continuidade (Balanço de Massa):

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (3.4)$$

As entalpias nos produtos da reação de combustão e dos reagentes da reação com o ar foram utilizadas para a determinação da energia no volume de controle.

$$Q_{vc} = (h_p - h_r) * n + W \quad (3.5)$$

Onde,

h_p corresponde à entalpia por mol nos produtos,

h_r corresponde à entalpia por mol nos reagentes,

n_{comb} representa a vazão molar de combustível,

W é a potência de saída do motor.

As parcelas da distribuição de energia do volume de controle em calor no fluido de arrefecimento e nas outras trocas térmicas são importantes para um estudo mais minucioso da distribuição de energia.

Para a determinação da energia nos Gases de Exaustão, foi utilizada a equação 3.6 (CANAKCI, 2006):

$$Q_{exaustão} = n.(PCI) - Q_{vc} - W \quad (3.6)$$

Onde,

$Q_{exaustão}$ é o calor nos gases de exaustão.

A equação 3.7, representa a energia correspondente ao volume de controle:

$$Q_{vc} = Q_{Fluido_arrefecimento} + Q_{paredes_Motor} + Q_{óleo} \quad (3.7)$$

Onde,

$Q_{Fluido_arrefecimento}$ é o calor trocado com o fluido de arrefecimento do motor,

$Q_{paredes_motor}$ é o calor trocado entre o motor e o ambiente externo,

$Q_{\text{óleo}}$ é o calor trocado do motor com o óleo lubrificante.

A parcela referente ao calor trocado entre o motor e o fluido de arrefecimento pode ser dada pela equação 3.8.

$$Q_{\text{Fluido_Arrefecimento}} = (\dot{m}_{H_2O})H_s - H_e \quad (3.8)$$

Onde,

\dot{m}_{H_2O} é a vazão mássica da bomba d'água do motor,

H_s é a entalpia do fluido de arrefecimento após a bomba d'água

H_e é a entalpia do fluido de arrefecimento antes da bomba d'água do motor.

Neste trabalho, não houve a medição da vazão da bomba d'água do sistema de arrefecimento. Cabe salientar que esse procedimento poderia danificar o motor em caso de falta de fluido de arrefecimento, assim como por questões de segurança dos operadores do sistema. Também não foi disponibilizada a curva de vazão da bomba d'água pelo fabricante do motor utilizado.

Dessa forma, a metodologia utilizada para a estimativa da quantidade de calor no fluido de arrefecimento foi baseada nas referências de Martins (2005). O autor apresenta dados em que o calor no fluido de arrefecimento possui valores da ordem de grandeza equivalente ao calor gerado nos gases de exaustão. Nos dados obtidos nos ensaios deste trabalho, foi observado que o calor nos gases de exaustão tinha uma relação de cerca de 80% do calor gerado no volume de controle.

Nesse contexto, de forma a estabelecer uma metodologia do calor considerado no fluido de arrefecimento com cada combustível e, em cada rotação estudada, foi arbitrado o calor no fluido de arrefecimento com valores de 80% do calor obtido no volume de controle. Dessa maneira, as outras parcelas da energia do volume de controle foram consideradas como a diferença restante do calor calculado no volume de controle.

O valor da potência de saída foi medido e determinado através dos dados obtidos no sistema de controle do dinamômetro de motor.

A energia fornecida pelo combustível é o resultado da vazão mássica de combustível multiplicado pelo poder calorífico inferior do combustível utilizado.

As parcelas da transformação da energia fornecida pelo combustível nas outras formas de energia, em valores percentuais, são encontradas através da divisão das quantidades de energia em forma de calor e trabalho pela energia do combustível.

$$Q_{vc(\%)} = \left(\frac{Q_{vc}}{EC}\right) \times 100 \quad (3.9)$$

$$W_{(\%)} = \left(\frac{W}{EC}\right) \times 100 \quad (3.10)$$

$$Q_{exaustão(\%)} = \left(\frac{Q_{exaustão}}{EC}\right) \times 100 \quad (3.11)$$

Onde,

$Q_{vc(\%)}$, representa o percentual da energia do combustível que vai para o volume de controle (kJ/s);

$W_{(\%)}$, representa o percentual da energia do combustível que é transformado em potência de saída do motor (kJ/s);

$Q_{exaustão(\%)}$, representa o percentual da energia do combustível que é transformada em calor nos gases de exaustão (kJ/s);

EC, corresponde à própria energia fornecida pelo combustível, ou, energia química do combustível, sendo dada pela vazão mássica de combustível (kg/s) e multiplicada pelo poder calorífico inferior do combustível (kJ/kg).

3.9.5 Análise Exergética

A análise exergética foi realizada considerando-se a exergia do combustível de entrada.

A exergia química específica para os combustíveis líquidos pode ser avaliada através da seguinte equação (KOTAS, 1985):

$$\varepsilon^0 = \varphi \cdot PCI = \left(1,0401 + 0,1728 \frac{h}{c} + 0,0432 \frac{o}{c} + 0,2169 \frac{s}{c} \left(1 - 2,0628 \frac{h}{c} \right) \right) \cdot PCI \quad (3.12)$$

Onde h, c, o e s são os valores de fração mássica de H, C, O e S contidos no combustível.

O fator φ equivale à relação entre a exergia química do combustível e o poder calorífico inferior do combustível, equação 3.13.

$$\varphi = \frac{\varepsilon^0}{(NCV)^0} \quad (3.13)$$

No caso do gás natural, o fator é dado pela equação (3.14) (KOTAS, 1985):

$$\varphi = 1,0334 + 0,0183 \frac{h}{c} + 0,0694 \frac{1,0}{Nc} \quad (3.14)$$

A determinação das exergias nos gases de exaustão, no sistema de arrefecimento e no óleo lubrificante foram determinadas considerando-se a exergia associada à interação de calor.

$$Ex_{gases} = Q_{gases} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right) \quad (3.15)$$

Onde,

Q_{gases} representa o calor contido nos gases de exaustão, T_0 é a temperatura ambiente e T_f representa a temperatura medida nos gases de exaustão do motor.

A exergia nos gases de escapamento pode também ser determinada através da equação 3.16.

$$e^{-ch} = \bar{R}T_0 \sum_{i=1}^n a_i \ln \left(\frac{y_i}{y_i^e} \right) \quad (3.16)$$

Onde, y_i é a fração molar dos componentes dos gases de exaustão e y_e é a fração molar dos componentes do ambiente de referência,

No sistema de arrefecimento, a exergia foi determinada conforme a equação (3.17), abaixo:

$$Ex_{\text{FluidoArref.}} = Q_{\text{F.Arref.}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right) \quad (3.17)$$

Onde,

$Q_{\text{F.Arref.}}$ representa o calor contido nos gases de exaustão, T_0 é a temperatura ambiente e T_f representa a temperatura medida no fluido de arrefecimento do motor.

No óleo lubrificante do motor, a exergia foi calculada conforme a equação 3.18, abaixo:

$$Ex_{\text{Óleo}} = Q_{\text{Óleo}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right) \quad (3.18)$$

Onde,

$Q_{\text{óleo}}$ representa o calor contido no reservatório de óleo lubrificante, T_0 representa a temperatura ambiente e T_f representa a temperatura considerada no reservatório de óleo lubrificante do motor.

A exergia destruída no sistema foi determinada pela equação 3.19:

$$Ex_{dest} = Ex_{combustível} - W_{eixo} - Ex_{Gases} - Ex_{FluidoArref} - Ex_{Óleo} \quad (3.19)$$

Onde,

Ex_{dest} representa a exergia destruída no sistema;

$Ex_{combustível}$ representa a exergia do combustível;

W_{eixo} representa a exergia na forma de trabalho de potência do motor;

Ex_{Gases} equivale à exergia dos gases de exaustão;

$Ex_{FluidoArref}$ representa a exergia no fluido de arrefecimento;

$Ex_{Óleo}$ corresponde à exergia no óleo do motor.

A eficiência exergética é dada através da relação entre a potência de saída do motor e a exergia do combustível (equação 3.20).

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}}{\varphi.PCi.\dot{m}} \quad (3.20)$$

Onde,

ε , representa a eficiência exergética do motor,

O PCi representa o poder calorífico inferior do combustível e \dot{m} a vazão mássica de combustível.

O fator multiplicador ϕ é aplicado de acordo com o tipo de combustível. Para a determinação do valor de ϕ para as misturas de combustíveis, utilizou-se o percentual molar de cada combustível na mistura, considerando-se o percentual em volume e a correspondente densidade de cada combustível.

No caso do gás natural, o cálculo de um gás equivalente foi adotado e aplicado na equação 3.13. A tabela 11 representa os valores correspondentes de ϕ calculados para cada combustível.

Tabela 11. Fator ϕ de Multiplicação para Determinação da Exergia dos Combustíveis.

Combustível	E25	E50	E75	AEAC	AEHC	GNV
ϕ	1,0796	1,0886	1,0992	1,1121	1,1162	1,044

3.9.6 Simulador Utilizado nos Ensaio

Neste trabalho foi utilizado o software EES como uma das ferramentas adicionais para a simulação dos resultados das análises. A figura 29 representa o programa desenvolvido no software durante os experimentos.

No software, foi desenvolvida uma modelagem de forma que os dados obtidos experimentalmente eram colocados no simulador e o mesmo realizava operações como cálculo das eficiências energéticas e exergéticas, consumo específico de combustível, equação estequiométrica correspondente, cálculo do excesso de ar e análises da distribuição da energia nas parcelas de calor e trabalho.

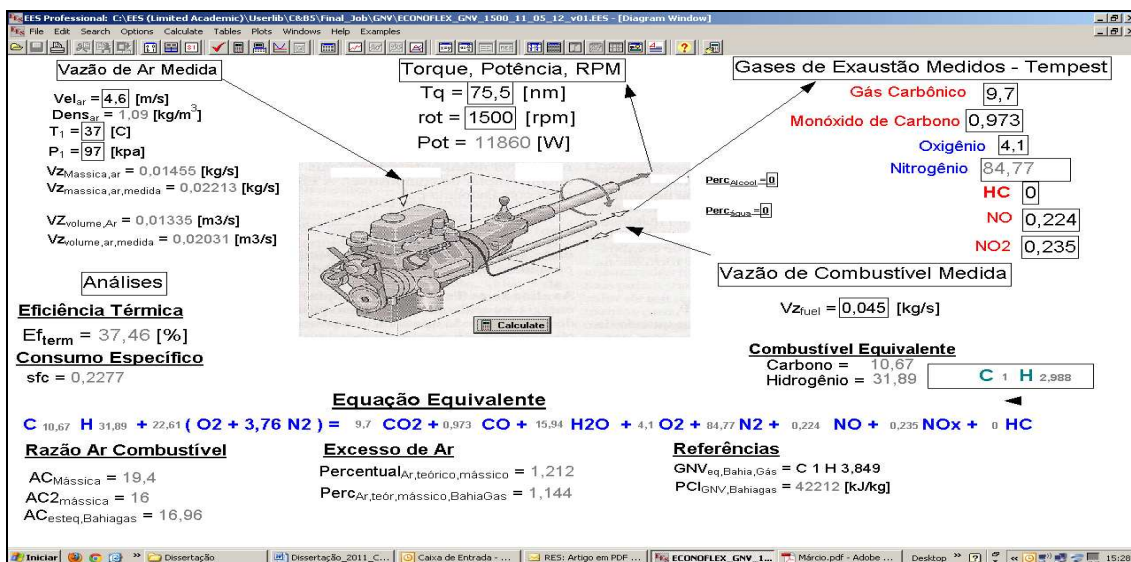


Figura 29 – Simulador EES utilizado nos ensaios.

As equações apresentadas nos itens 3.9.4. e 3.9.5. foram utilizadas no software simulador EES para a obtenção dos resultados. No trabalho, muitas análises foram realizadas de forma paralela no software MS Excel, servindo também como mais uma maneira de conferir se os cálculos e resultados estavam coerentes.

CAPÍTULO IV

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 RESULTADOS DE DESEMPENHO DO MOTOR

A força impelida nos pistões é resultante da pressão na câmara de combustão. Em consequência da força nos pistões, são obtidos os parâmetros de torque e potência. Nesse contexto a explicação do melhor desempenho de um combustível em relação a outro deve ter embasamento em fatores responsáveis por essa pressão, como energia do combustível, eficiência volumétrica, características do combustível e ângulo de avanço de ignição.

As figuras 30 e 31 representam os resultados de torque do motor utilizando cada um dos combustíveis. As representações em linhas (Figura 30) são normalmente utilizadas para resultados de torque e potência. Porém de forma mais didática e tendo em vista que são muitos combustíveis em um mesmo gráfico, o mesmo resultado é também apresentado no gráfico em barras (Figura 31).

Os resultados de torque mostraram que em relação aos combustíveis líquidos (E25, E50, E75, AEAC e AEHC), a gasolina C, ou E25 foi a que obteve os menores valores de torque. O álcool combustível em suas formulações anidro (AEAC) e hidratado (AEHC) foram os que obtiveram os maiores resultados. Foi observado que na medida em que se aumentou a proporção de álcool anidro na mistura com a gasolina, os resultados de torque também aumentaram.

Esse resultado foi observado principalmente nas rotações de 1500 rpm e 2500 rpm. Na rotação de 2000 rpm, no entanto, houve um comportamento um pouco diferente nos resultados, onde a mistura E75 apresentou valor de torque menor do que as misturas E25 e E50.

Houve também comportamento diferente entre o AEAC e o AEHC, onde, nas rotações de 1500 rpm e 2000 rpm, o AEHC apresentou maiores valores de torque, entretanto, na rotação de 2500 rpm o valor obtido no AEAC foi maior.

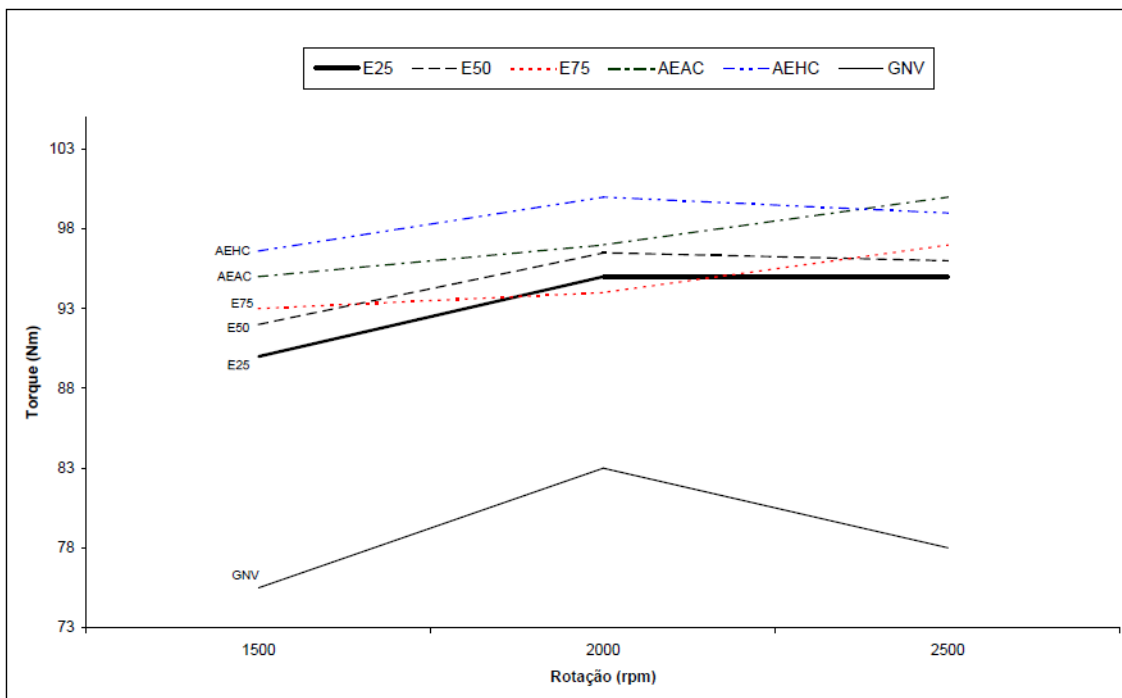


Figura 30 – Curvas de torque do motor com os diferentes combustíveis.

Algumas dessas discrepâncias nos dados podem ser causadas por incoerência na “aprendizagem” do combustível pelo sistema de controle do motor, que podem ocasionar alterações em parâmetros de funcionamento do motor, como ponto de avanço de ignição e relação ar/combustível. Essas discrepâncias também podem ser atribuídas a erros no sistema de medição do dinamômetro; outras vezes, apenas caracterizadas como “ruídos” nos dados.

Para diminuir esses possíveis ruídos que aparecem nos dados, são recomendadas repetições de ensaios e observação de variáveis que podem estar causando essas diferenças, como temperaturas dos fluidos do motor e acessórios que estejam consumindo energia do motor, como a “ventoinha” do sistema de arrefecimento. Em análises mais aprofundadas, poder-se-ia utilizar aquisição de dados com equipamentos especiais de “calibração” de MCI, de forma à comparação de diferentes parâmetros ao mesmo tempo.

De modo a conferir se o módulo eletrônico de controle fazia as devidas adaptações dos parâmetros do motor, assim como, para correção de possíveis problemas, foram realizadas verificações em alguns parâmetros pelo “scanner” de diagnóstico (TECH 2) a cada ensaio do motor. Entre esses itens importantes, estavam as relações do percentual de álcool e gasolina, temperatura do motor e posição de abertura da borboleta do acelerador.

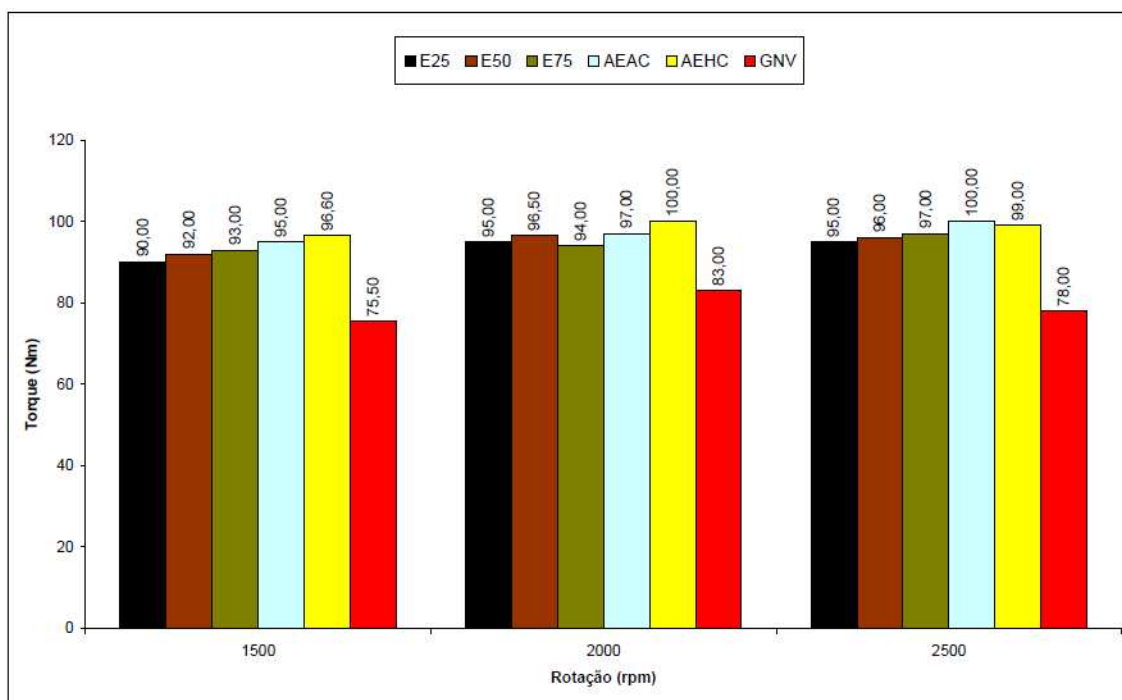


Figura 31 – Valores de torque do motor com os diferentes combustíveis.

Com relação ao gás natural combustível, observou-se nitidamente que os resultados de torque e potência foram inferiores aos resultados obtidos com os combustíveis líquidos. Esse resultado inferior de desempenho para o gás natural já era esperado, tanto por explicações embasadas na literatura quanto por observações empíricas do comportamento de MCI com esse combustível. O desempenho inferior do gás natural pode ser atribuído principalmente à sua menor energia de combustível em relação aos outros combustíveis, como pode ser observado na figura 39.

Os melhores resultados da presença de álcool no combustível podem ser atribuídos às características desse combustível (item 2.3.3.1). Embora o valor da energia dos combustíveis diminuam com o aumento da proporção de álcool (Figura 39), outros

fatores, como maior taxa de octanagem e velocidade da chama mais rápida em relação à gasolina, favoreciam o desempenho.

Os resultados de potência do motor com os diferentes combustíveis são apresentados nas figuras 32 e 33. Naturalmente, o comportamento das curvas de potência apresentados é semelhante ao comportamento das curvas de torque. Em valores percentuais, as diferenças apresentadas de um combustível a outro são as mesmas.

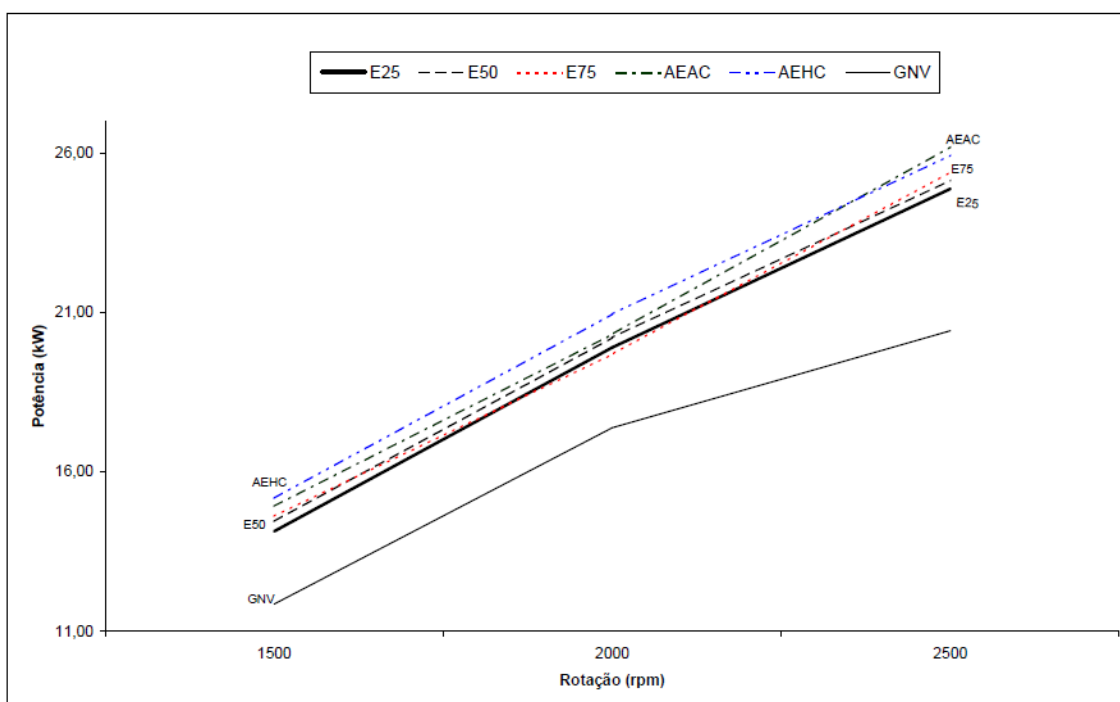


Figura 32 – Curvas de potência do motor com os combustíveis dos ensaios.

A título de comparação entre os combustíveis líquidos nas condições dos ensaios, as maiores diferenças de desempenho foi entre o AEHC e o E25, cerca de 6,8% (6,6 Nm e 1,04 kW em potência); na rotação de 1500 rpm; 6% (6 Nm/1,26 kW) entre o AEHC e o E75 na rotação de 2000 rpm; e, 5% (5 Nm/1,31 kW) entre o AEAC e o E25 na rotação de 2500 rpm.

Considerando-se todos os combustíveis dos ensaios, as maiores diferenças foram de 21,8% (21,1 Nm/3,31 kW) entre o AEHC e o GNV na rotação de 1500 rpm; 17% (17 Nm/3,56 kW) entre o AEHC e o GNV em 2000 rpm; e 22% (22 Nm/ 5,76 kW) entre o AEAC e o GNV na rotação de 2500 rpm.

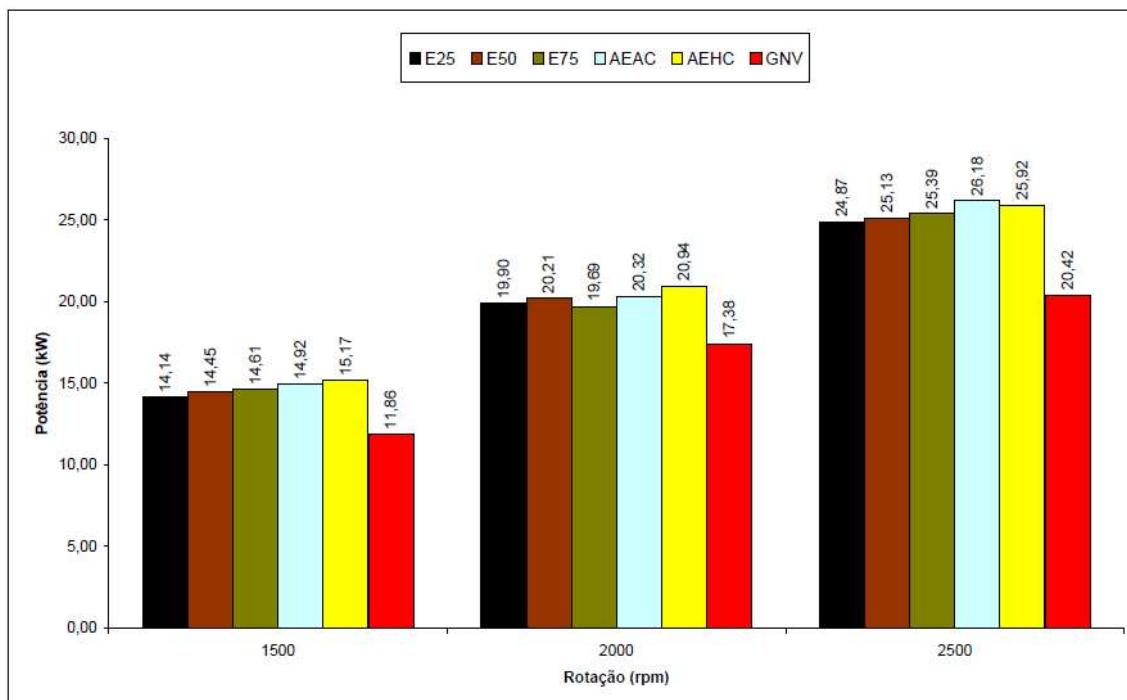


Figura 33 – Valores de potência do motor com os combustíveis dos ensaios.

4.2 COMPARATIVOS DE CONSUMO ESPECÍFICO E EFICIÊNCIA TÉRMICA

O consumo específico é o resultado da relação entre a vazão mássica e a potência medida. Os resultados de consumo específico do motor com cada um dos combustíveis do ensaio e em cada condição de teste são apresentados nas figuras 34 e 35.

A primeira observação a ser feita em relação aos combustíveis líquidos é que na medida em que o percentual de álcool é elevado, aumenta-se também o valor do consumo específico. Com relação ao GNV, pode se observar que o consumo específico foi significativamente inferior aos demais combustíveis.

De forma a auxiliar na interpretação do consumo específico, são apresentados também os valores de vazão mássica de cada um dos combustíveis dos ensaios (Figura 36). Observa-se que a vazão mássica dos combustíveis líquidos aumenta conforme se aumenta o percentual de álcool em cada amostra do ensaio. Isso se deve à relação ar/combustível (A/C) referente a cada um dos combustíveis.

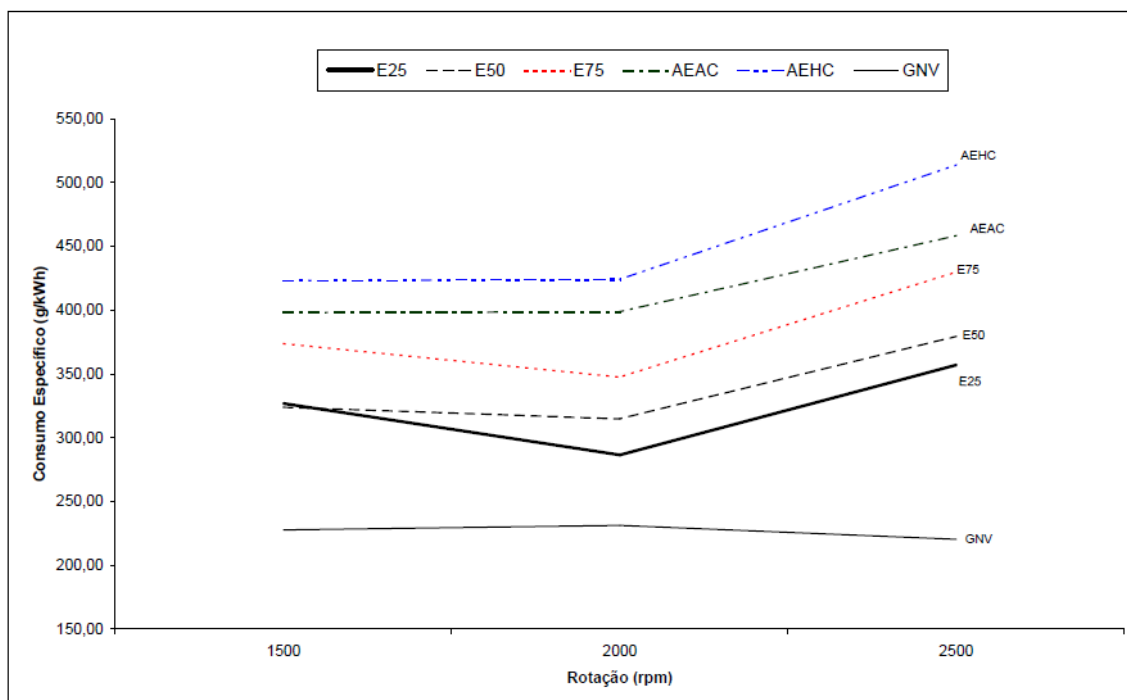


Figura 34 – Curvas de consumo específico do motor com os combustíveis dos ensaios.

As curvas de consumo específico do motor mostraram que, nas condições ensaiadas, com exceção do combustível AEHC, todos os outros combustíveis líquidos apresentaram o menor consumo específico na rotação de 2000 rpm. Logo, entende-se que essa condição é uma condição favorável para o melhor aproveitamento do combustível.

A tabela 12 representa as relações A/C calculadas de acordo com as características dos combustíveis dos ensaios.

Tabela 12 – Relação Ar/Combustível Calculada dos Combustíveis dos Ensaios.

COMBUSTÍVEIS X RELAÇÃO A/C					
E25	E50	E75	AEAC	AEHC	GNV
13,46	11,91	10,41	8,2	8,9	15,52

Através da observação dos valores da tabela 12 e da figura 36, pode se verificar se o consumo de combustível está coerente com a relação A/C de cada combustível.

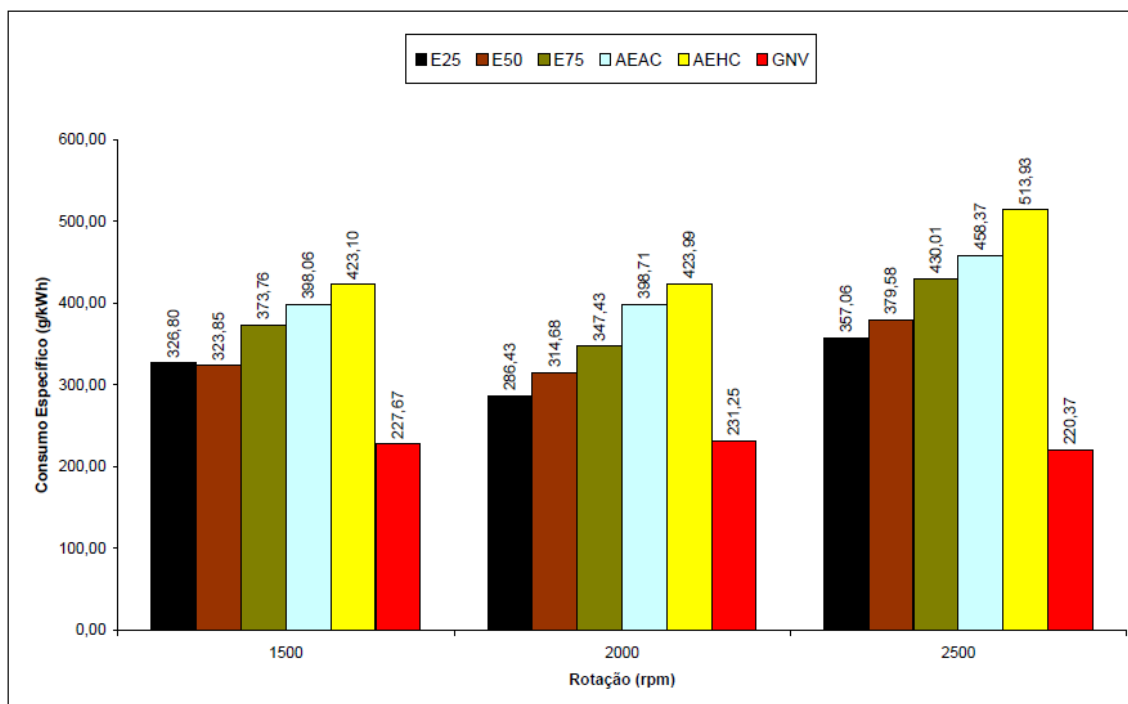


Figura 35 – Valores de consumo específico do motor com os combustíveis dos ensaios.

O menor consumo específico do AEHC ocorreu na rotação de 1500 rpm, porém, com valor bem similar ao encontrado na rotação de 2000 rpm. Sendo essa pequena diferença caracterizada apenas como um “ruído” nos dados, podendo ser atribuída, entre outros fatores, ao comportamento dinâmico de componentes mecânicos como válvulas e pistões, diferenças entre a relação ar/combustível em cada faixa de rotação ou variações na eficiência volumétrica.

No caso do GNV, o menor consumo específico apresentado foi na rotação de 2500 rpm. O GNV foi o combustível dos ensaios que obteve a menor vazão mássica e o menor consumo específico. A explicação para a menor vazão mássica também é devida à relação A/C do GNV em comparação ao álcool e à gasolina.

A eficiência térmica, ou eficiência da conversão de combustível, é apresentada nas figuras 37 e 38. O combustível que apresentou a melhor eficiência térmica foi o gás natural veicular. Os valores foram de 37,49% na rotação de 1500 rpm, 36,91% na rotação de 2000 rpm e 38,73% na rotação de 2500 rpm.

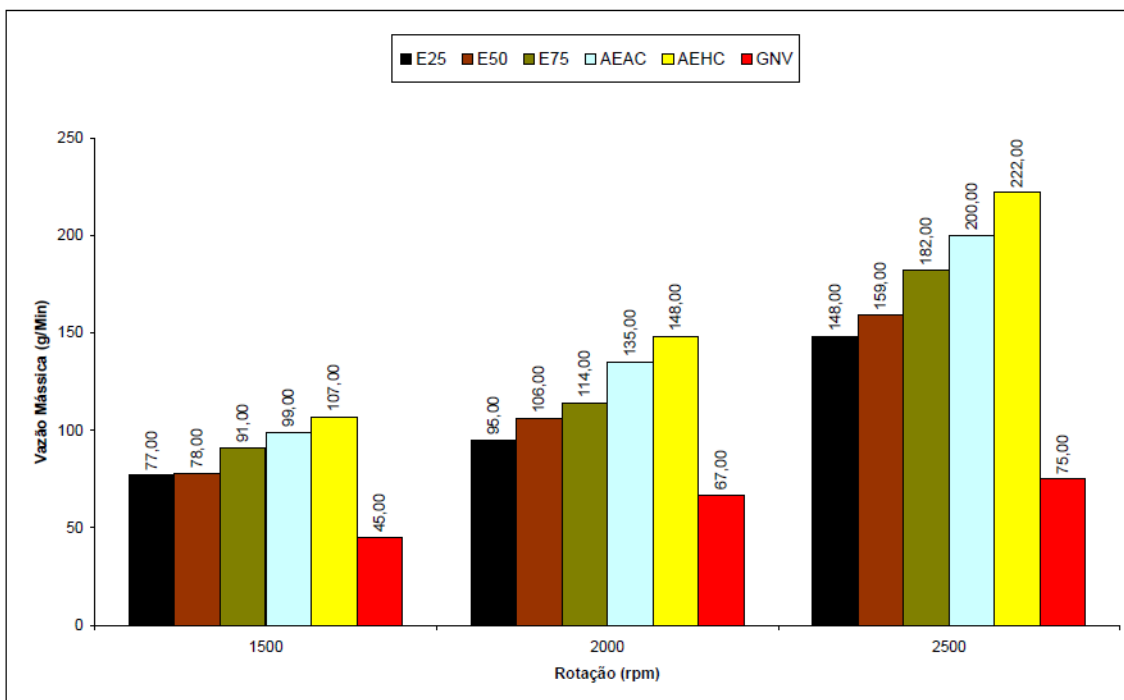


Figura 36 – Valores de vazão mássica dos combustíveis dos ensaios.

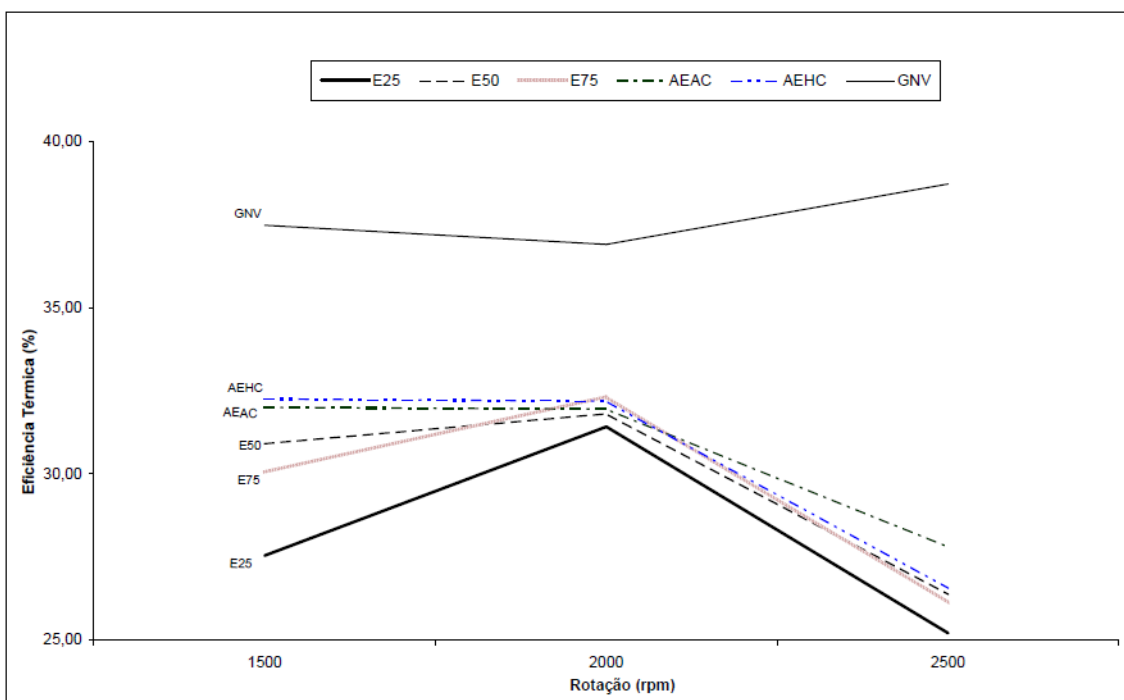


Figura 37 – Curvas de eficiência térmica do motor com os combustíveis dos ensaios.

Nas análises dos combustíveis líquidos, os resultados de eficiências térmicas foram melhores na medida em que se aumentava o percentual de álcool contido na mistura. Dessa forma, os melhores resultados ocorreram para os combustíveis AEAC e

AEHC. Nas rotações de 1500 rpm e 2000 rpm, os melhores resultados de eficiência foram para o AEHC, 32,26% (1500 rpm) e 32,19% (2000 rpm). Já na rotação de 2500 rpm, o melhor resultado foi obtido com o AEAC, apresentando valor de 27,79% de eficiência térmica.

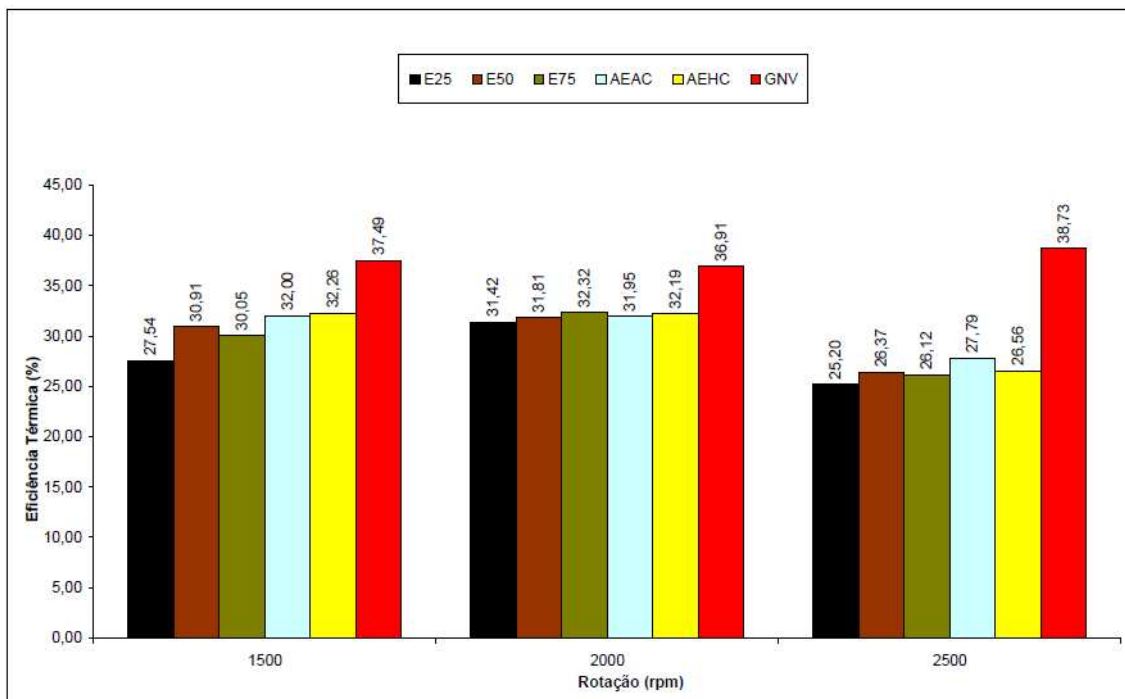


Figura 38 – Valores de eficiência térmica do motor com os combustíveis dos ensaios.

Outra consideração importante é que existem algumas condições do motor em que a eficiência é melhor do que em outras. Porém o comportamento pode variar de combustível a combustível, como também pode ser observado na figura 38.

4.3 A ENERGIA DOS COMBUSTÍVEIS DOS ENSAIOS

Cada um dos combustíveis possui uma energia correspondente. Essa energia é o resultado do produto entre o poder calorífico inferior e a vazão mássica. A figura 39 mostra o comportamento na energia dos combustíveis do ensaio.

Nos combustíveis líquidos, pode-se observar que na medida em que se aumenta o percentual de álcool na mistura a energia do combustível diminui. O gás natural veicular foi o combustível que apresentou a menor energia entre os combustíveis dos ensaios.

O valor da energia do combustível é utilizado na equação da eficiência térmica do motor, assim como, referência para o estabelecimento da distribuição da energia nas parcelas de calor e trabalho.

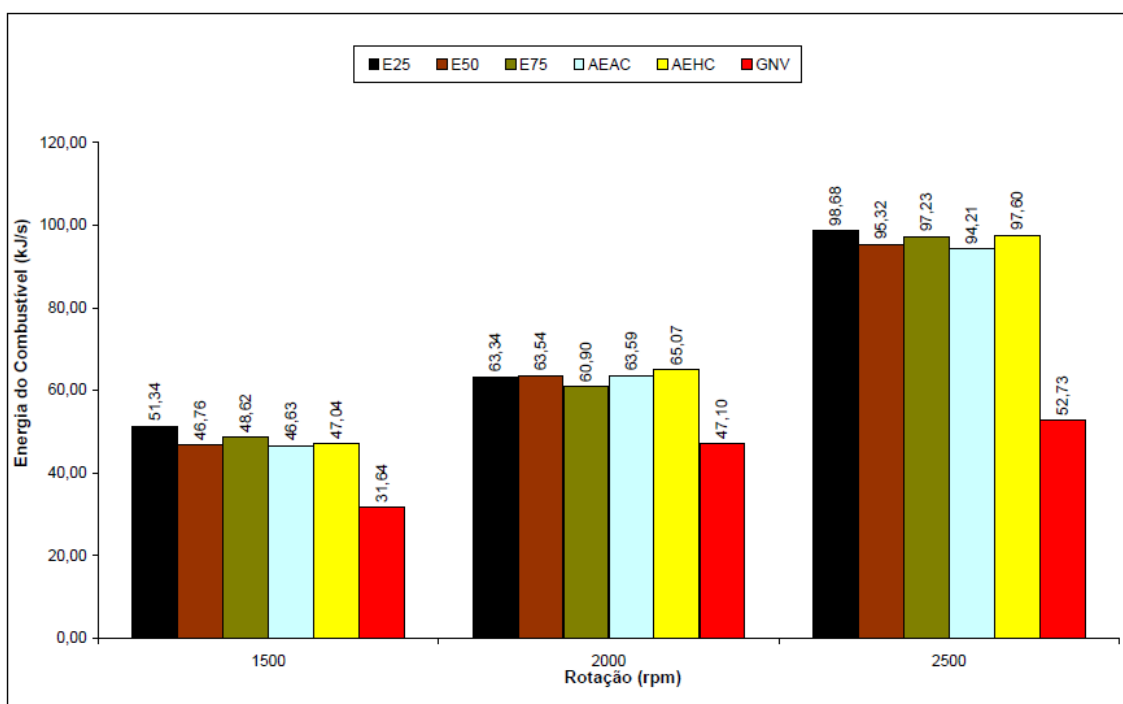


Figura 39 – Energia dos Combustíveis Utilizados nos Ensaios.

4.3.1 Distribuição da Energia dos Combustíveis

A energia que entra no motor é a energia do combustível. Essa energia é utilizada no sistema para a finalidade de produção de trabalho. Porém somente alguma parte é aproveitada como trabalho, sendo que o restante se distribui em outras formas de energia, como calor, atrito e sonora.

As figuras 40, 41 e 42 mostram como a energia do combustível é distribuída no sistema nas formas de calor e trabalho no sistema. Em MCI o principal objetivo é a

produção de trabalho. Para uma adequada interpretação dos processos deve se observar o percentual da energia em forma de trabalho em comparação com as outras formas de transformação da energia em calor, tanto no volume de controle quanto nos gases de exaustão.

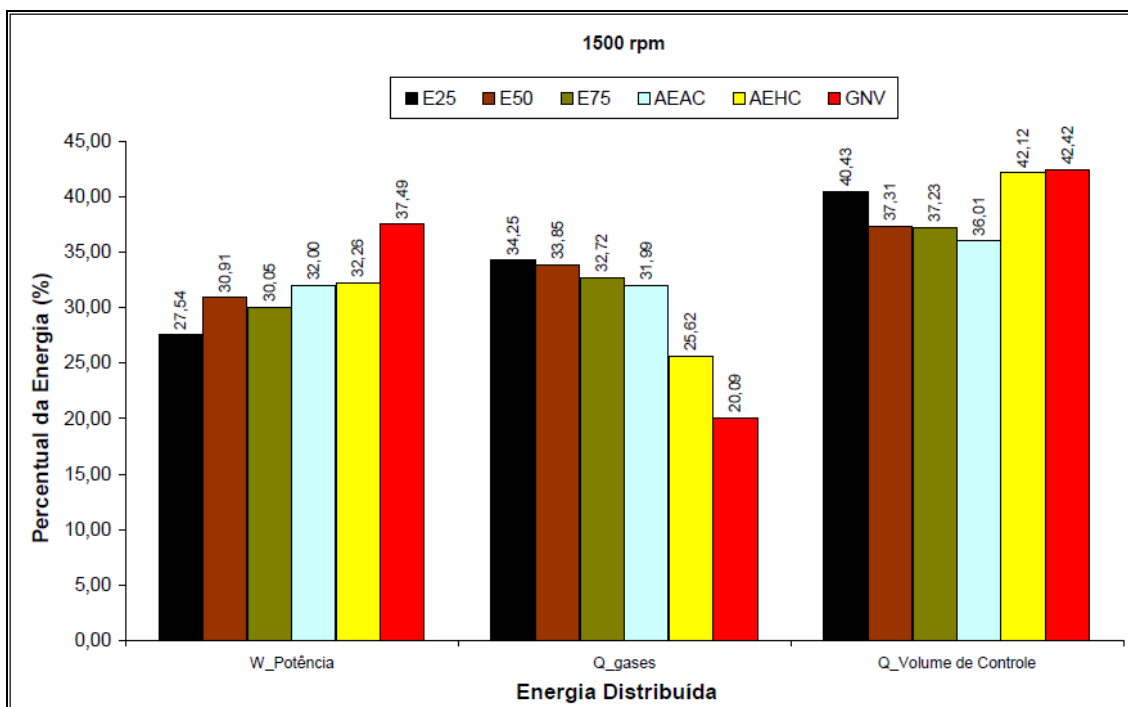


Figura 40 – Distribuição da Energia na Rotação de 1500 rpm.

Pode se observar que o GNV é o combustível com maior aproveitamento da energia na forma de trabalho, chegando a obter um valor de 37,49% de eficiência térmica. Com relação aos combustíveis líquidos, observa-se melhor aproveitamento da energia em forma de trabalho na medida em que o percentual de álcool na mistura aumenta.

O percentual da energia em forma de trabalho caracteriza a própria eficiência térmica de cada combustível. Dessa forma, a explicação para o comportamento observado no motor gráfico é o mesmo para os combustíveis líquidos, onde na proporção em que se eleva o percentual de álcool na mistura, a eficiência térmica também aumenta. Sendo que o melhor resultado foi encontrado para o gás natural.

A figura 41 é a representação da distribuição da energia do combustível na rotação de 2000 rpm. Pode se observar um perfil semelhante ao do comportamento dos combustíveis na rotação de 1500 rpm. São observadas, no entanto, alterações dos valores percentuais das energias com cada combustível. Como exemplo, no E25 houve aumento da eficiência térmica de 25,32% para 28,88%.

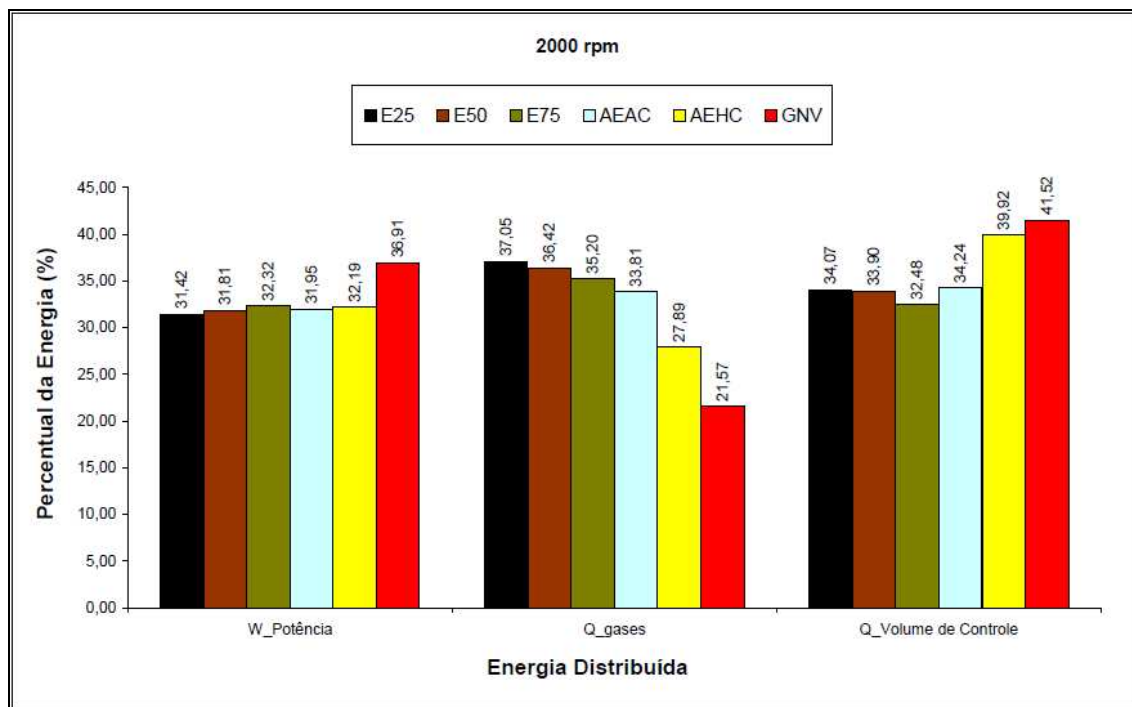


Figura 41 – Distribuição da Energia na Rotação de 2000 rpm.

De acordo com Gallo (1990), com a elevação da rotação do motor ocorre um ligeiro aumento do rendimento térmico indicado devido à menor taxa de transferência de calor entre as paredes do motor. Porém o rendimento mecânico também tende a diminuir devido ao aumento dos atritos gerados nessas condições.

A figura 42 representa a distribuição da energia do combustível na rotação de 2500 rpm. Observa-se um perfil do gráfico semelhante aos gráficos nas rotações de 1500 rpm e 2000 rpm. Nesse mesmo contexto são observadas alterações dos valores percentuais das energias com cada combustível. Podem ser verificadas alterações entre os percentuais das energias em forma de calor nos gases e no volume de controle de uma rotação a outra. No entanto, apenas nas 3 faixas de rotações estudadas, não foi possível estabelecer um critério para esse comportamento.

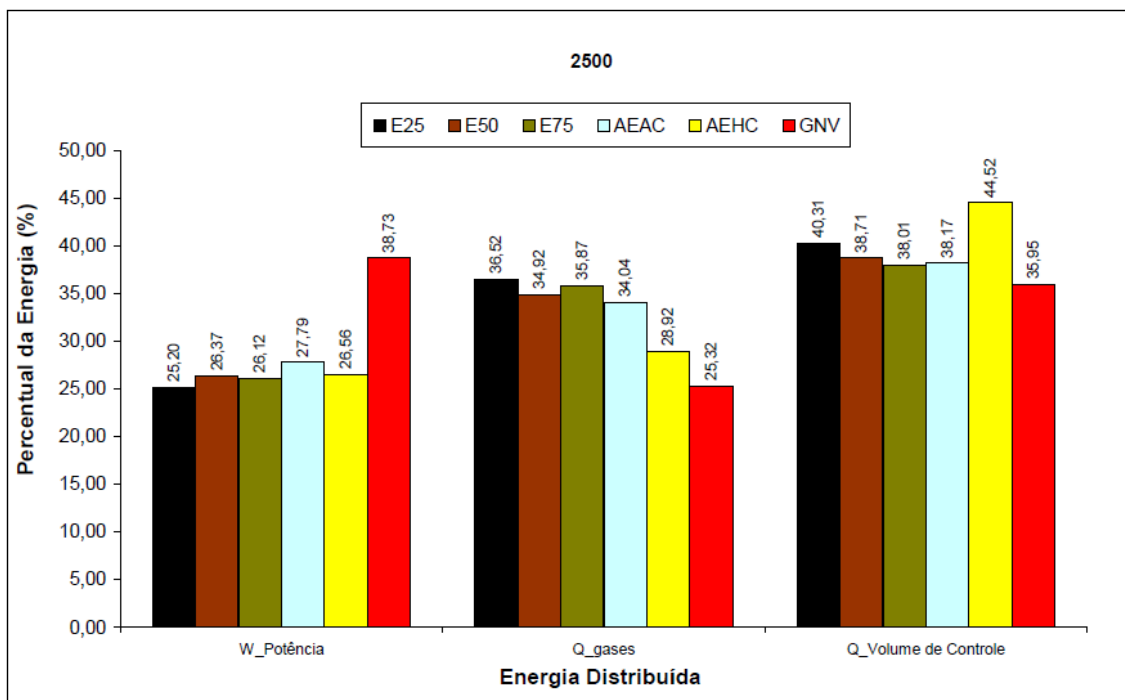


Figura 42 – Distribuição da Energia na Rotação de 2500 rpm.

O calor transferido aos gases de escapamento e ao volume de controle, na maioria das vezes, é lançado ao meio ambiente sem aproveitamento. Existe, no entanto, potenciais de aproveitamento de todas essas formas de energia calorífica, como aquecimentos de outros processos tanto pelos gases de exaustão quanto pelo fluido de arrefecimento.

4.4 ANÁLISES DE EXERGIA

A exergia dos combustíveis foi determinada de acordo com a equação 3.12. A tabela 11 apresenta os valores de ϕ que foram calculados.

A figura 42 apresenta o gráfico da exergia dos combustíveis dos ensaios. Pode se observar um perfil de comportamento semelhante ao gráfico da energia dos combustíveis.

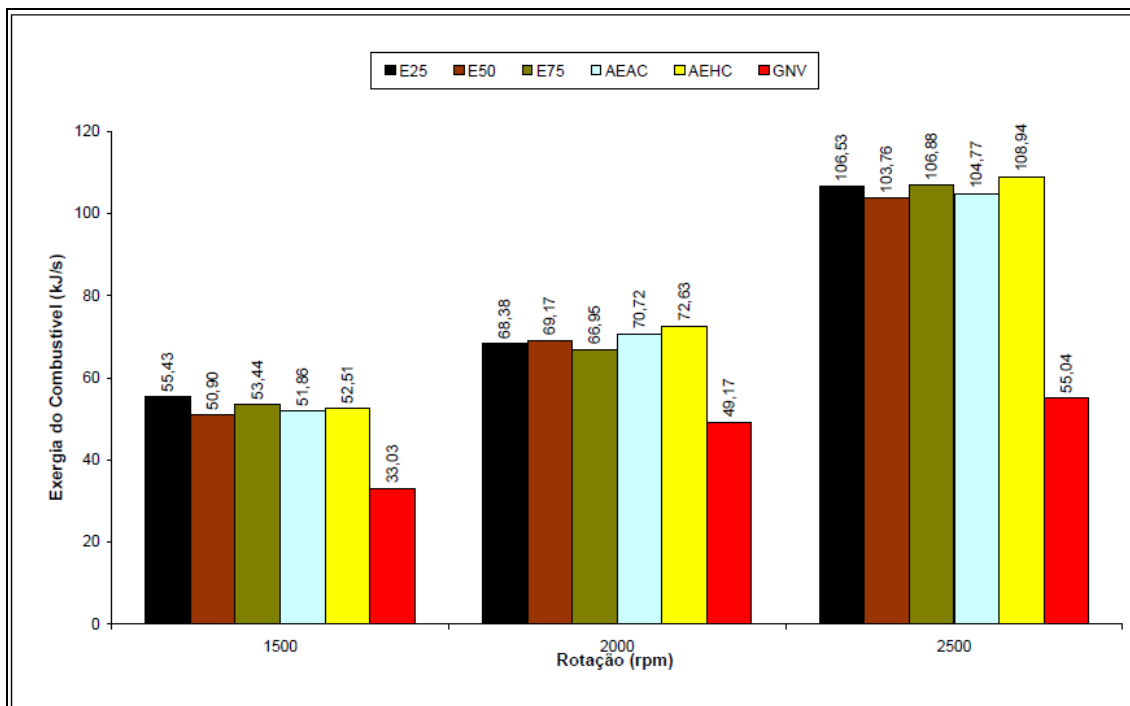


Figura 43 – Exergia dos combustíveis dos ensaios.

Nos combustíveis líquidos, observa-se a maior exergia para o gasool E25, sendo que à medida que se aumenta a proporção de etanol os valores de exergia diminuem. A exergia do GNV apresenta valores bem inferiores em relação aos combustíveis líquidos.

4.4.1 Análise da Eficiência Exergética

A eficiência exergética é o resultado da relação entre a exergia do trabalho reversível e a exergia do combustível. A equação 3.18 foi utilizada para a obtenção desse resultado.

A figura 44 apresenta o gráfico da eficiência exergética para os combustíveis dos ensaios. O comportamento do gráfico de eficiência exergética é semelhante ao gráfico da eficiência energética, ou eficiência térmica. Os melhores resultados de eficiência entre os combustíveis líquidos foram alcançados nas misturas com maior proporção de álcool em relação à gasolina, sendo que os combustíveis AEAC e AEHC apresentaram os melhores resultados entre os combustíveis líquidos. O GNV apresentou a maior eficiência entre todos os combustíveis e em todas as condições dos ensaios.

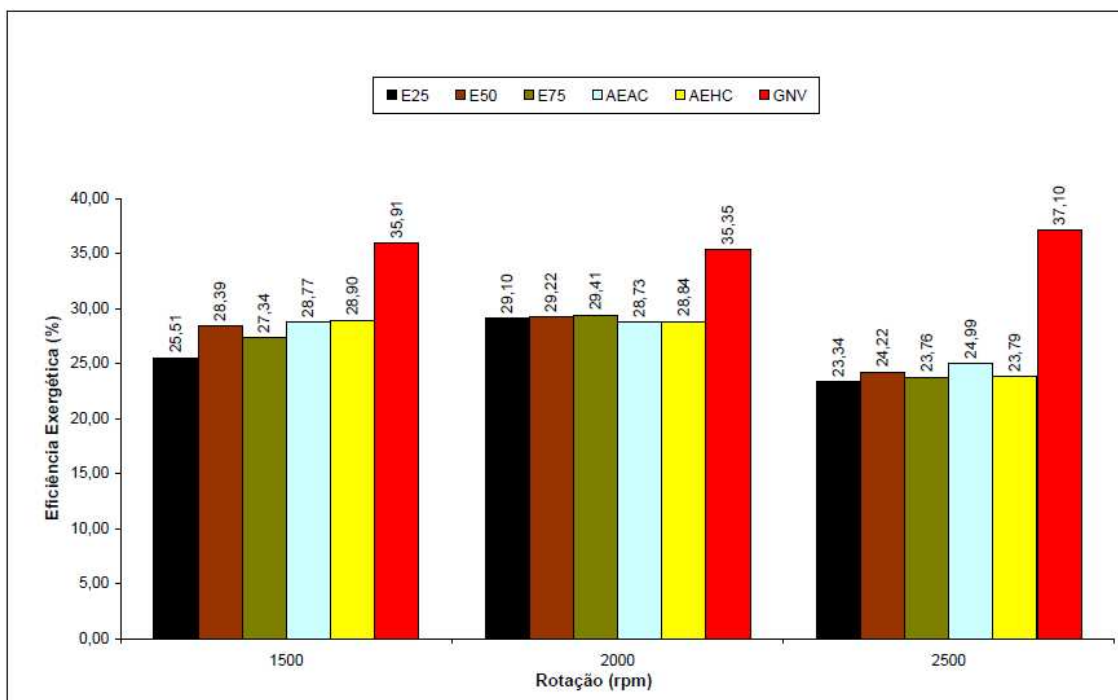


Figura 44 – Eficiência Exergética do motor de acordo com os combustíveis dos ensaios.

4.4.2 Análise da Exergia em Partes do Sistema

A exergia, diferentemente da energia, não é conservada. Em cada parte do sistema existe um potencial exergético. O diagrama que representa a exergia em cada parte do sistema é chamado de diagrama de Grassmann (KOTAS, 1985).

A figura 45 mostra um exemplo de diagrama de Grassmann aplicado a motores de combustão interna.

As exergias em diferentes partes do sistema para cada um dos combustíveis dos ensaios são representadas pelas figuras 46 a 51. De acordo com os conceitos abordados na revisão bibliográfica, essa exergia corresponde ao potencial de energia em cada um desses sistemas. Caso utilizado com alguma finalidade, como a exergia do trabalho reversível, ela será bem aproveitada. De outra forma, esse potencial será lançado ao meio ambiente apenas nas formas de calor ou pressão.

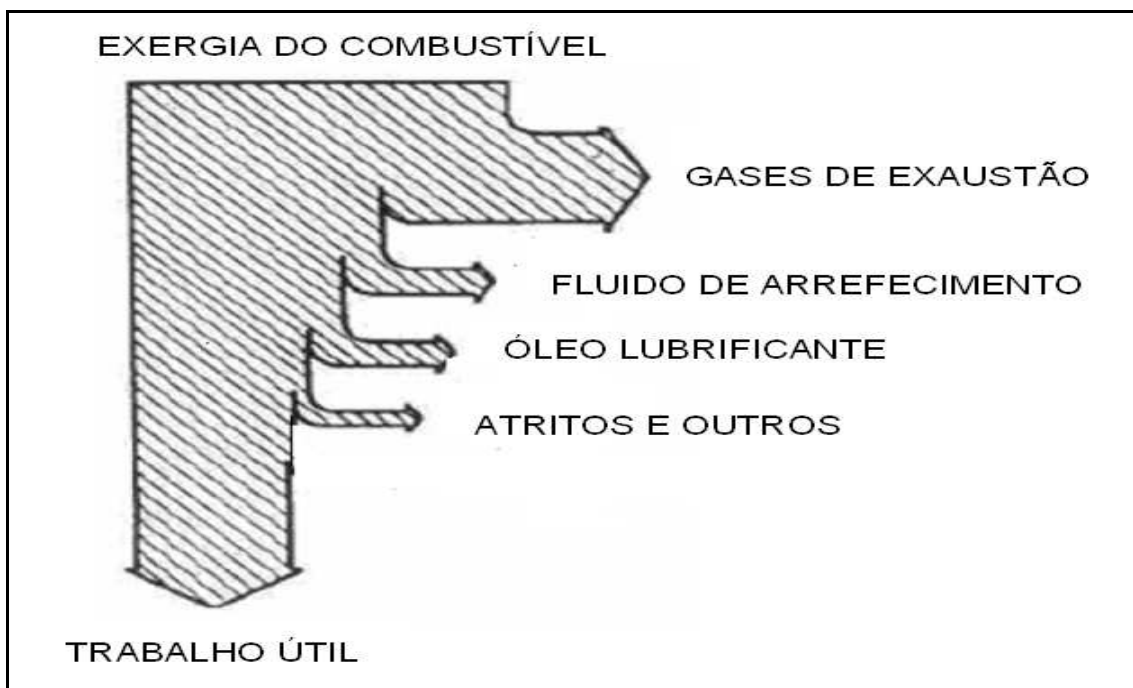


Figura 45 – Diagrama de Grassmann aplicado a MCI.

A figura 46 representa os resultados calculados da exergia em diferentes partes do sistema utilizando o “gasool”, ou mistura de combustível E25.

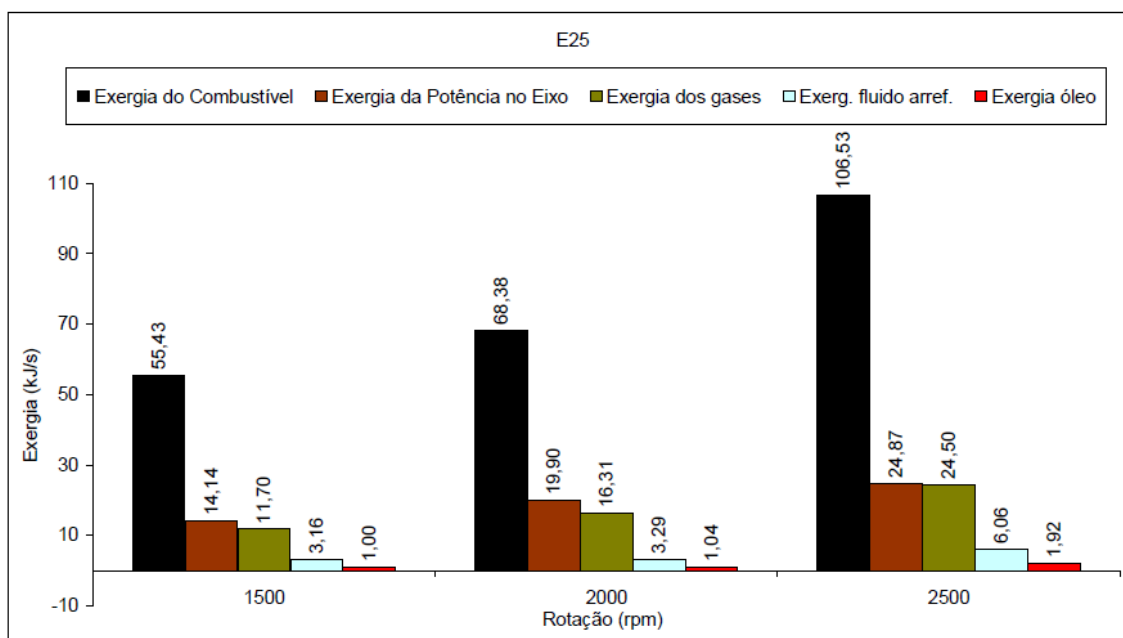


Figura 46 – Exergias no sistema utilizando o combustível E25.

A exergia inicial corresponde à exergia química do combustível. Observa-se que em seguida as maiores exergias são encontradas na potência de saída no eixo do motor e nos gases de exaustão.

Na figura 47, é dado o diagrama de Grassmann adaptado para as exergias referentes ao também combustível E25. Os resultados do diagrama são mostrados em valores de energia e em fluxo percentual em relação à exergia química do combustível.

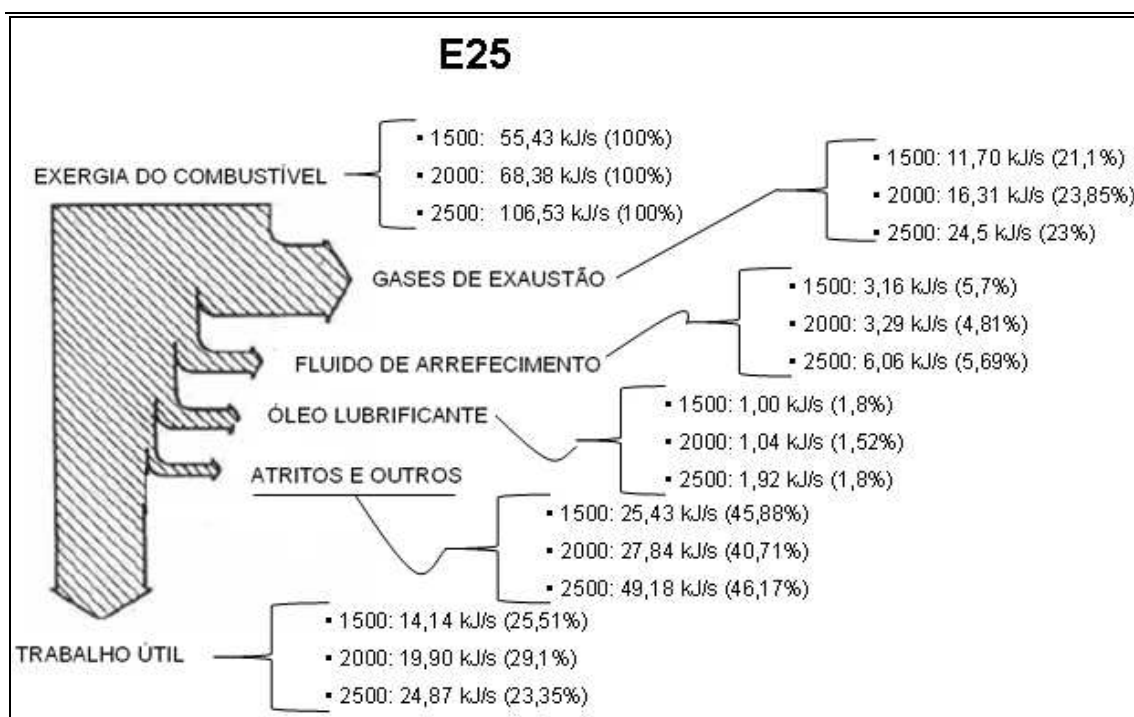


Figura 47 – Diagrama de Grassmann para o E25.

A exergia encontrada no eixo motor é o resultado da própria potência que foi medida no dinamômetro. Em MCI veiculares, essa potência é utilizada para a propulsão do veículo.

Como mencionado anteriormente, a exergia nos gases de exaustão nos automóveis, normalmente, não é aproveitada, sendo esses gases apenas lançados ao meio ambiente nas formas de calor e pressão. Existem, no entanto, muitas possibilidades de aproveitamento da exergia nos processos dos MCI, tanto provindas dos gases de exaustão como no sistema de arrefecimento.

Em alguns automóveis, há um sistema de troca de calor com o fluido de arrefecimento, sendo esse calor aproveitado para aquecimento do habitáculo do veículo

em regiões de clima frio. Como um exemplo do aproveitamento do calor dos gases de exaustão, houve durante o desenvolvimento deste trabalho, um experimento de secagem de madeira através do fluxo dos gases de exaustão.

Ainda dos gases de exaustão, os sistemas de alimentação do tipo turbo-compressores, funcionam através do aproveitamento da pressão dos gases de exaustão em uma turbina para a movimentação de um compressor, proporcionando aumento de eficiência volumétrica do motor.

A figura 48 apresenta o resultado da exergia distribuída no sistema utilizando a mistura de combustível E50.

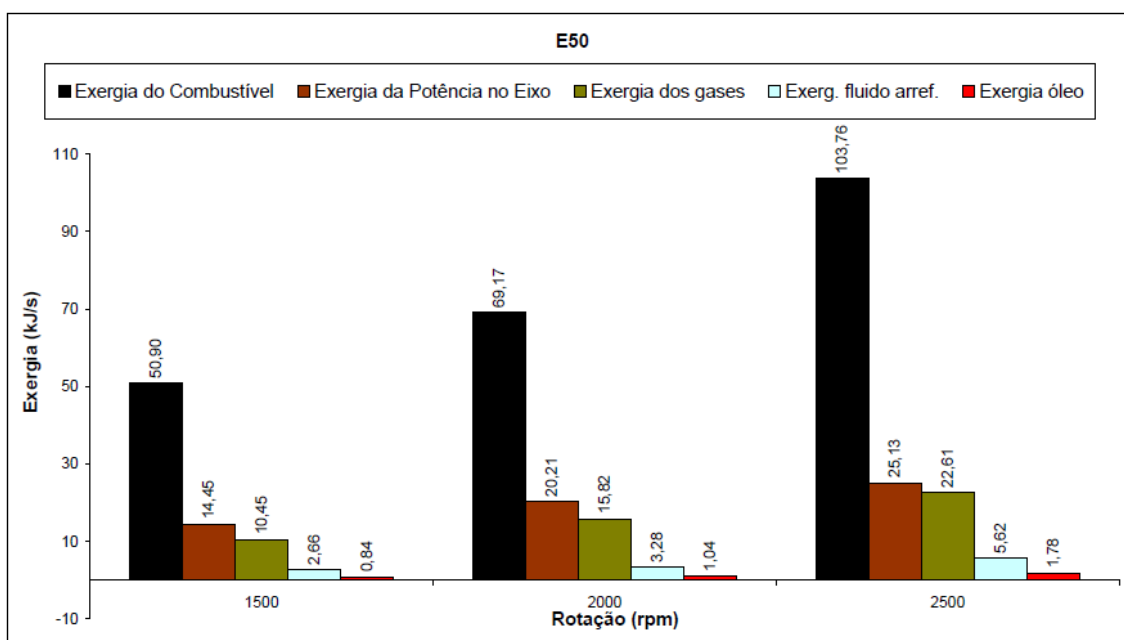


Figura 48 - Exergias no sistema com a mistura E50.

Observa-se que o perfil do gráfico é semelhante ao do combustível E25. Embora a exergia do combustível seja menor com o E50 em relação ao E25, pode-se observar que a exergia na forma de potência é maior no E50. Logo, esse resultado acompanha os resultados de eficiência.

A figura 49 representa o diagrama de Grassman correspondente aos resultados utilizando o combustível E50.

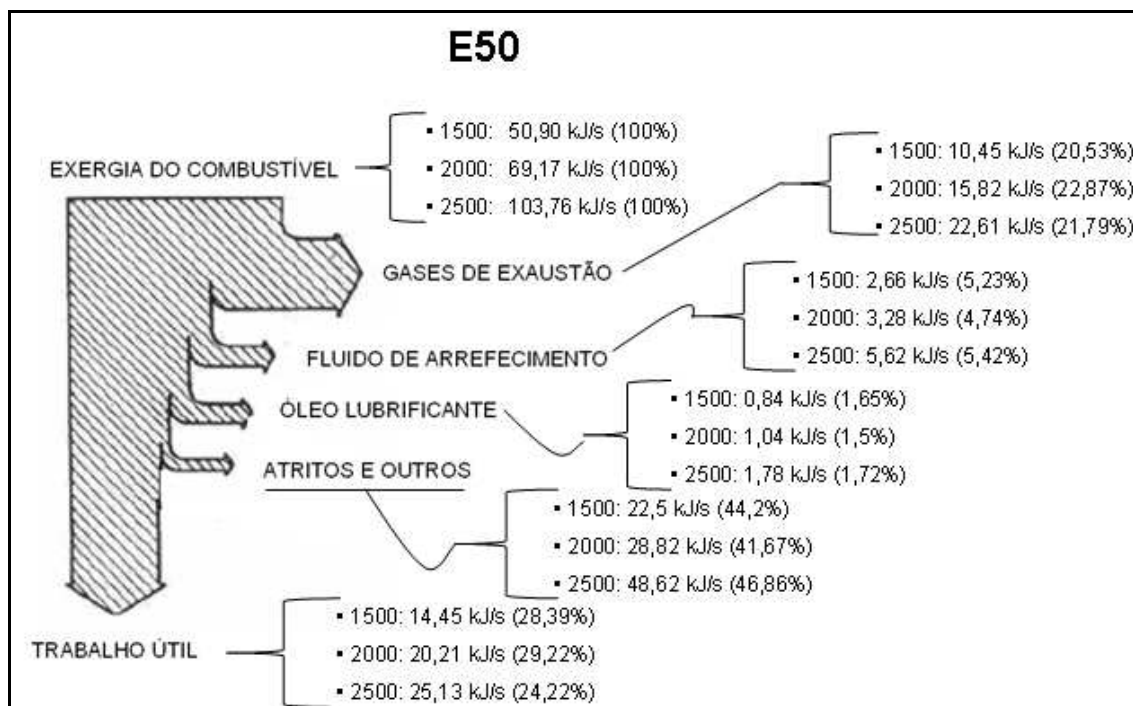


Figura 49 – Diagrama de Grassmann para o E50.

A figura 50 apresenta os resultados da exergia distribuída no sistema utilizando a mistura de combustível E75. O perfil de comportamento do gráfico é semelhante aos dos combustíveis anteriores.

Pode se observar que a exergia do trabalho de potência de eixo aumenta em relação aos resultados do E25 e E50, embora a exergia do combustível tenha diminuído em relação aos resultados anteriores. Logo, isso tem como consequência o aumento da eficiência exergética.

A figura 51 apresenta o diagrama de Grassmann adaptado para as exergias referentes ao combustível E75. Nesse diagrama, observa-se que para esse combustível a melhor eficiência exergética e a menor exergia destruída ocorreu na rotação de 2000 rpm.

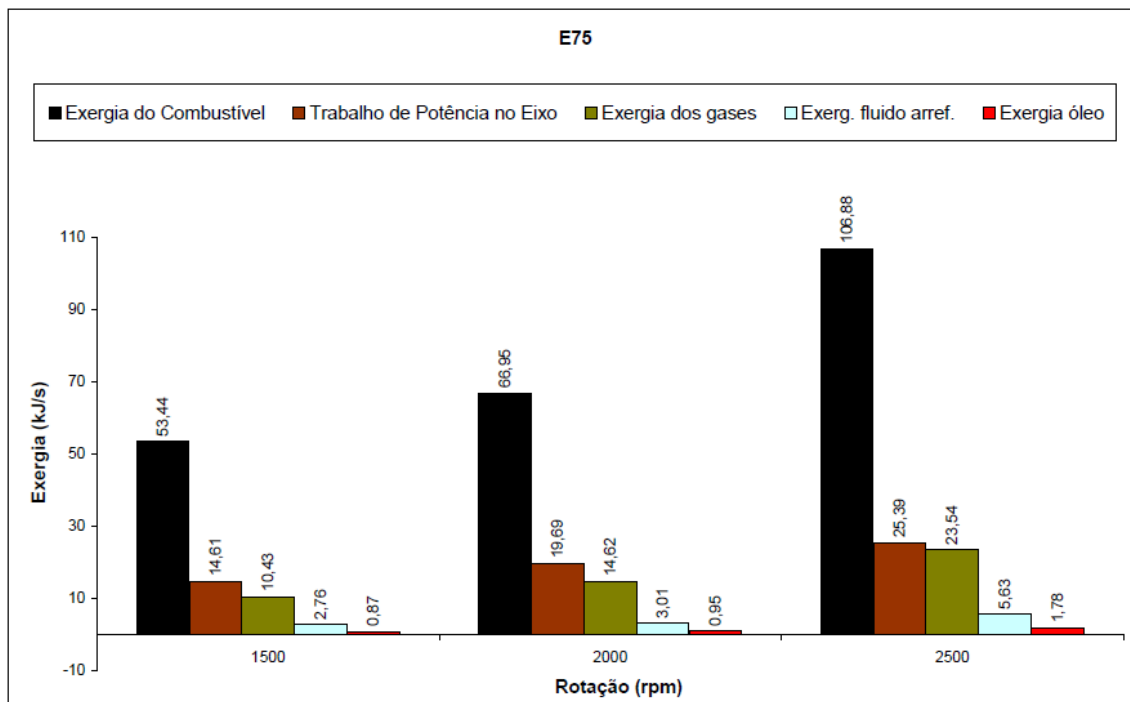


Figura 50 – Exergias no sistema com a mistura E75.

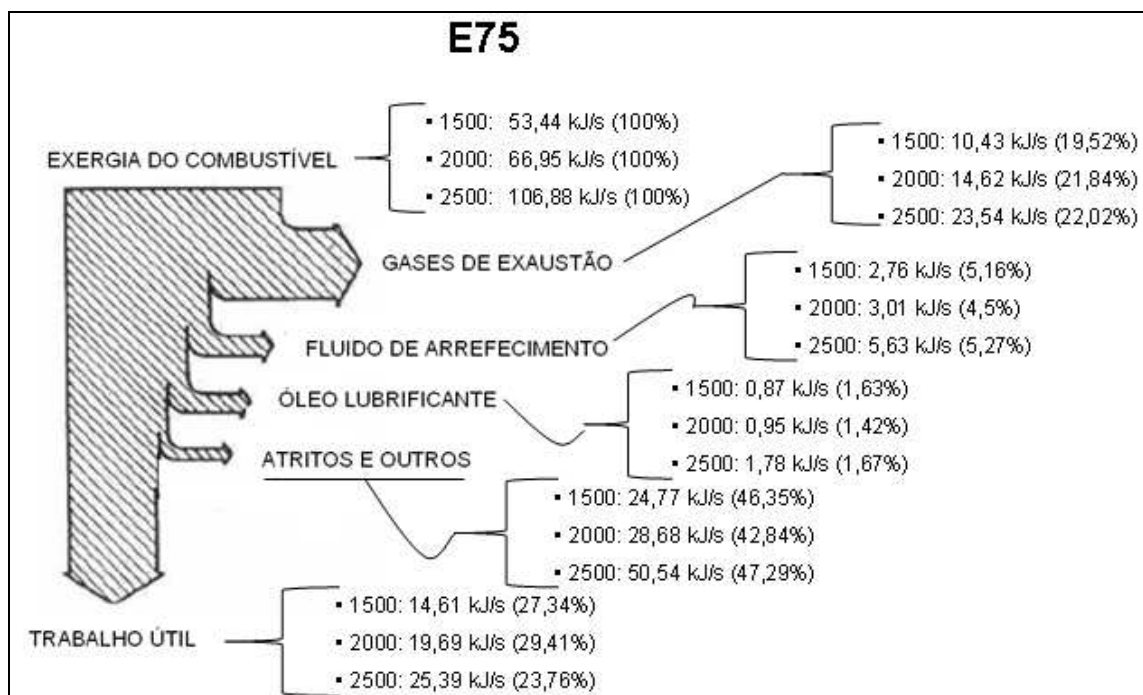


Figura 51 – Diagrama de Grassmann para o E75.

As figuras 52 e 53 representam as exergias nas partes do sistema e o diagrama de Grassmann, respectivamente, utilizando o álcool anidro AEAC.

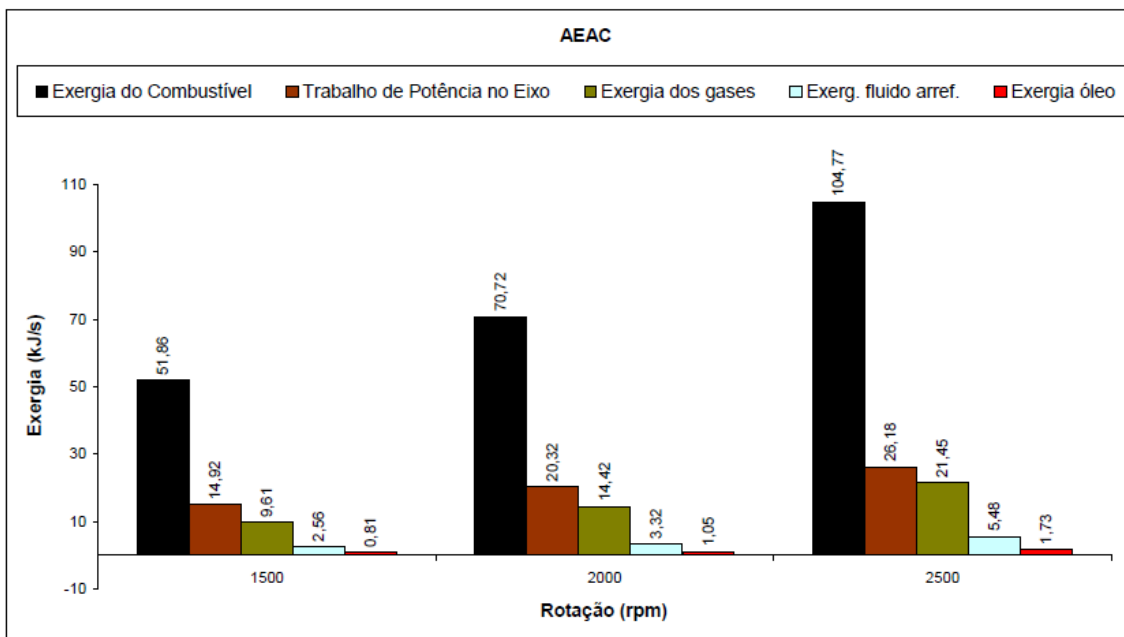


Figura 52 - Exergias no sistema com o AEAC.

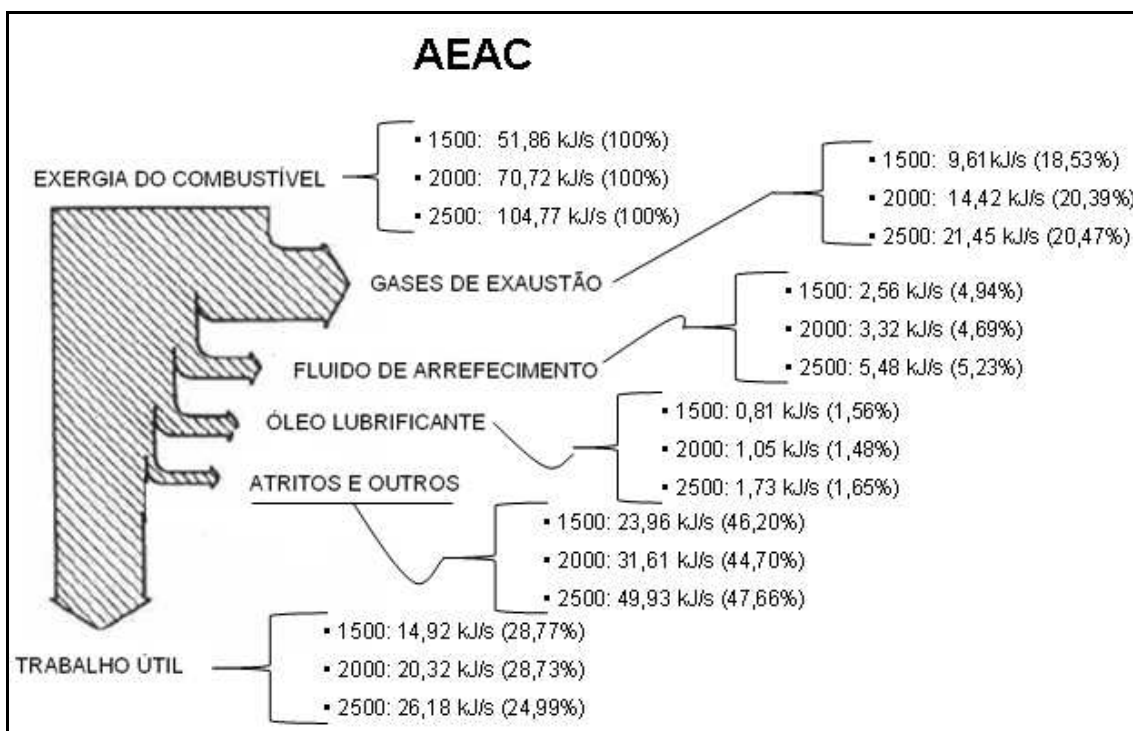


Figura 53 – Diagrama de Grassmann para o AEAC.

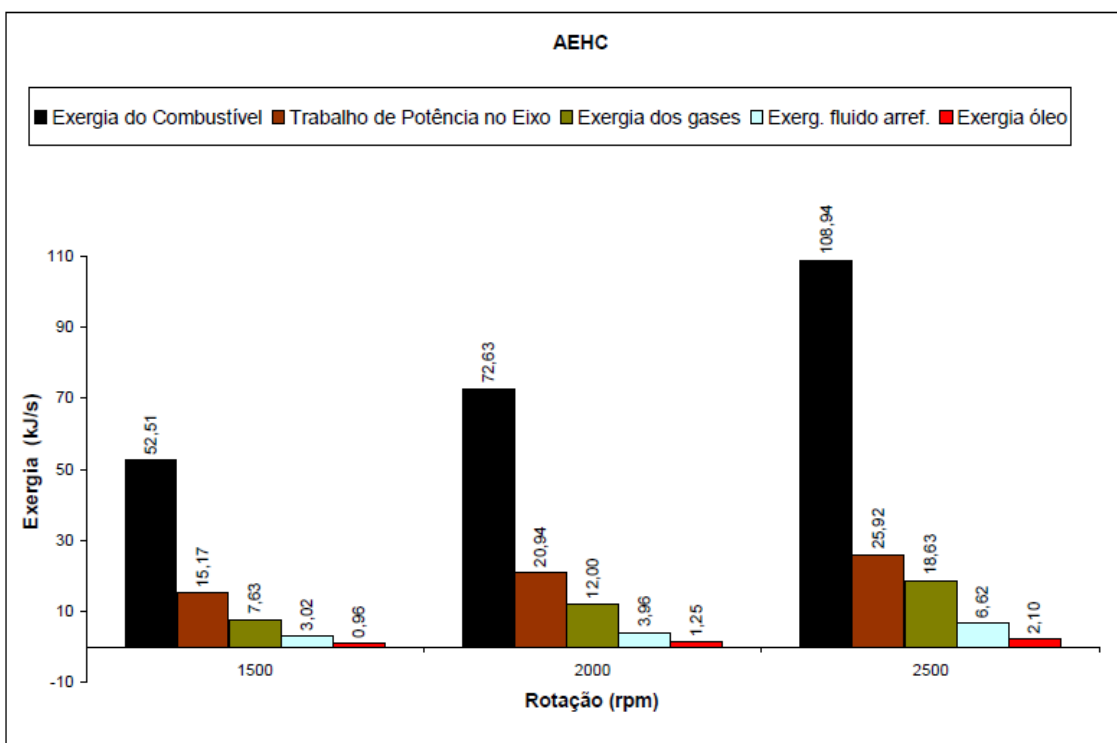


Figura 54 - Exergias no sistema com o AEHC.

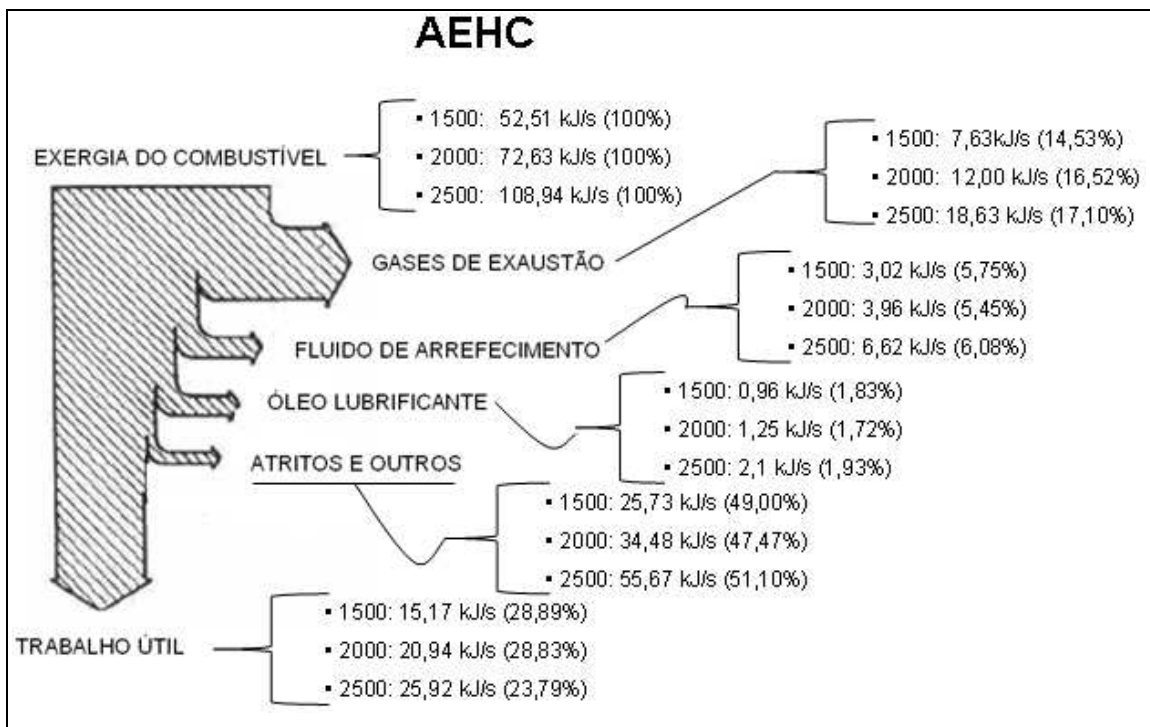


Figura 55 – Diagrama de Grassmann para o AEHC.

A figura 56 representa os resultados de exergia do GNV. Já a figura 57 mostra o diagrama de Grassmann adaptado para o GNV.

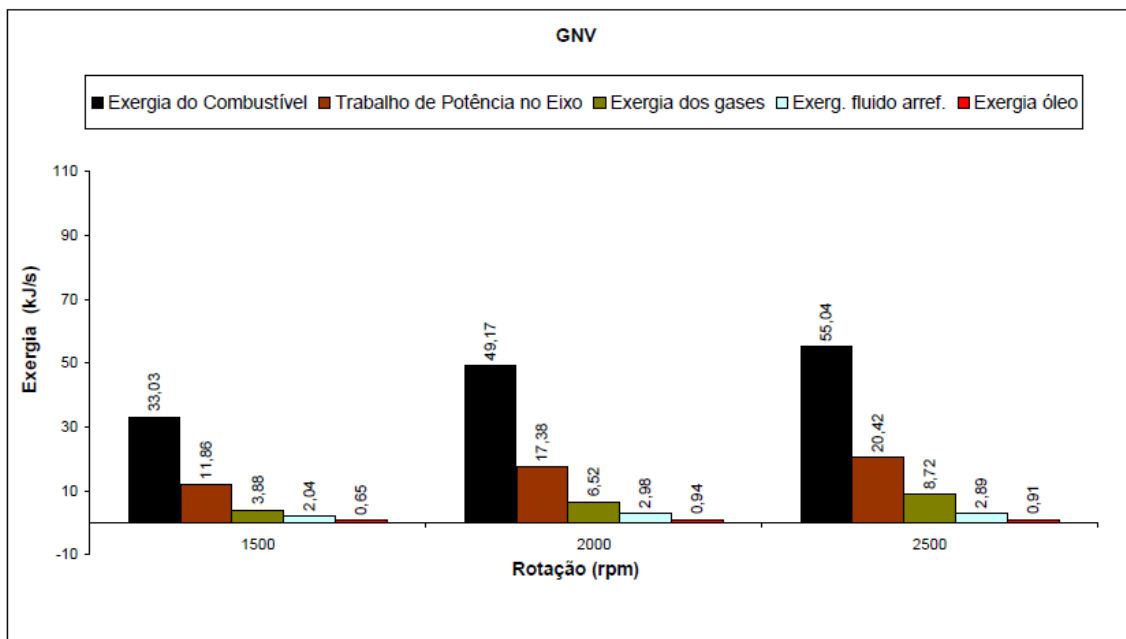


Figura 56 - Exergias no sistema com o GNV.

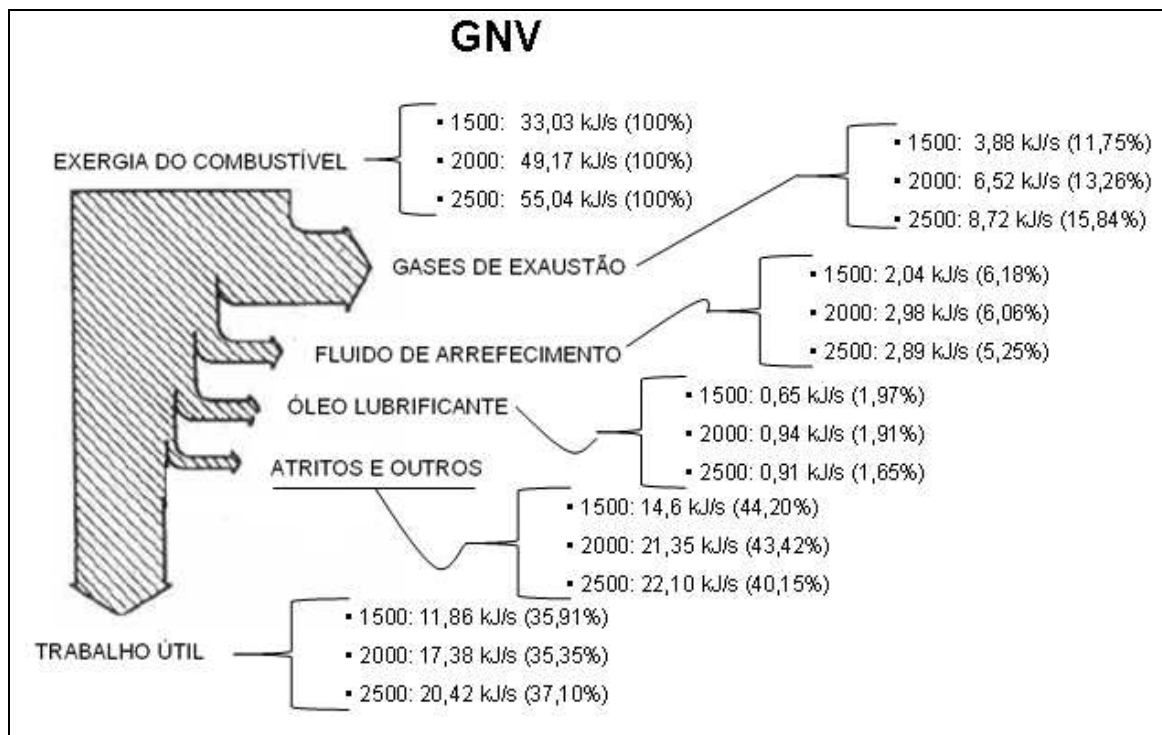


Figura 57 – Diagrama de Grassmann para o GNV.

No caso do GNV, a exergia correspondente ao combustível é bem menor do que as exergias dos outros combustíveis líquidos dos ensaios. Também em função da menor exergia de entrada do combustível, são esperados menores valores de exergia na forma de potência, conforme também podem ser observados nos gráficos. No entanto, a eficiência exergética utilizando o GNV foi, significativamente, superior aos valores encontrados nos combustíveis líquido. Na rotação de 2500 rpm, o melhor valor de eficiência encontrado no GNV chegou a 37,10%, conforme a figura 57.

Nos gráficos anteriores as exergias de cada um dos termos representa a capacidade de realização de trabalho em cada uma das formas de energia, seja química, pressão ou temperatura. Dessa forma, uma boa avaliação das exergias deve levar em conta como cada parcela da exergia poderá ser aproveitada. Nesse contexto, a exergia em forma de trabalho é aproveitada em veículos para a propulsão do veículo, além de também servir para movimentação de alguns acessórios do veículo, como ar condicionado, gerador de energia elétrica (alternador) e outros. Já a exergia nos gases de exaustão, embora tenha apresentado valores altos, normalmente não é aproveitada em veículos, sendo essa exergia lançada ao meio ambiente em temperaturas elevadas.

Porém essa exergia poderia ser utilizado de outras formas, como para aquecimento ou secagem de processos ou movimentação de componentes, conforme já mencionado anteriormente neste trabalho.

No fluido de arrefecimento e no óleo do motor as exergias foram baixas em relação às exergias nos gases de exaustão e no trabalho de eixo. No entanto, em muitos veículos, esse calor é utilizado para aquecimento do habitáculo. Nesse caso, tendo parte do aproveitamento dessa exergia.

4.4.3 A Exergia Destruída

A exergia destruída representa a diferença entre a exergia inicial do combustível e as outras parcelas da exergia do sistema (equação 3.17).

A figura 58 apresenta, em valores percentuais, as exergias destruídas de acordo com cada um dos combustíveis dos ensaios. Na figura 59, são apresentadas as destruições de exergias em unidade de exergia.

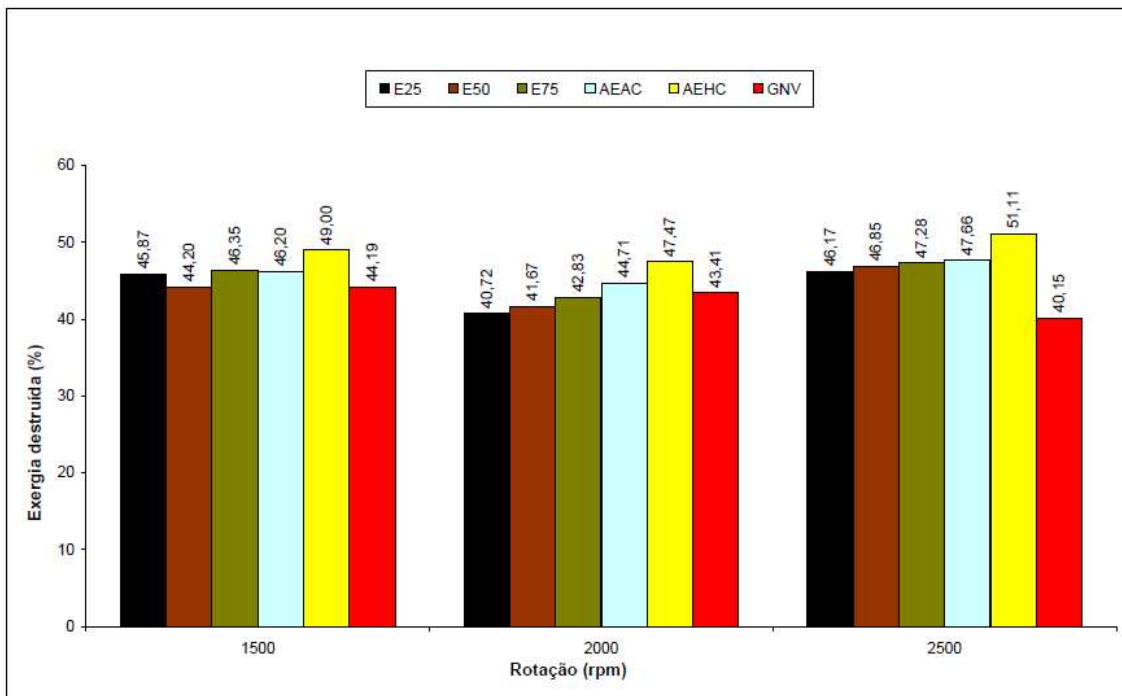


Figura 58 – Percentual da exergia destruída de acordo com cada combustível.

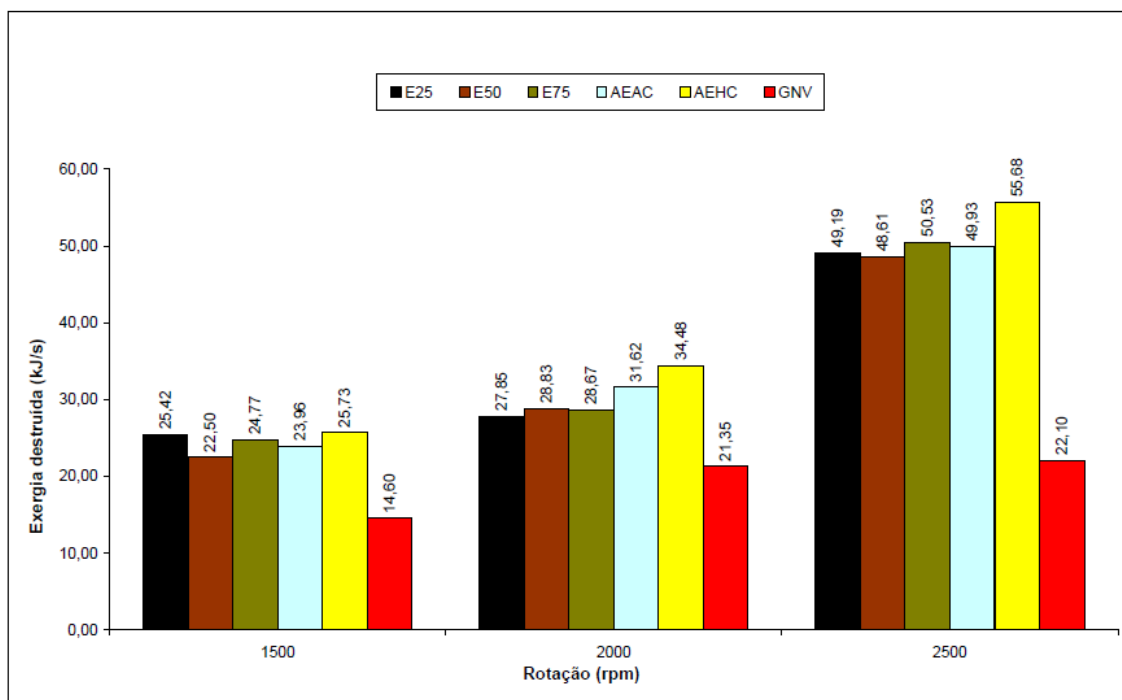


Figura 59 - Exergia destruída de acordo com cada combustível.

Através das figuras 58 e 59, pode-se observar que as menores exergias destruídas ocorreram quando utilizando o GNV. No caso dos combustíveis líquidos, as maiores exergias destruídas ocorreram quando utilizando o AEHC

4.5 RESULTADOS DE EMISSÕES

Nos ensaios de emissões foram obtidos os resultados com os gases O_2 , CO , CO_2 , NO e NO_2 . Esses resultados foram utilizados nas equações estequiométricas para a realização das análises energéticas, verificação do ar em excesso com cada combustível e verificações dos resultados dos ensaios como um todo.

A figura 60 representa os percentuais de emissões de O_2 . Embora não sejam regulamentados, esses dados foram apresentados por dois motivos: utilização dos coeficientes no desenvolvimento das equações estequiométricas; e, referência para verificação do excesso de ar (mistura pobre) do motor com cada um dos combustíveis.

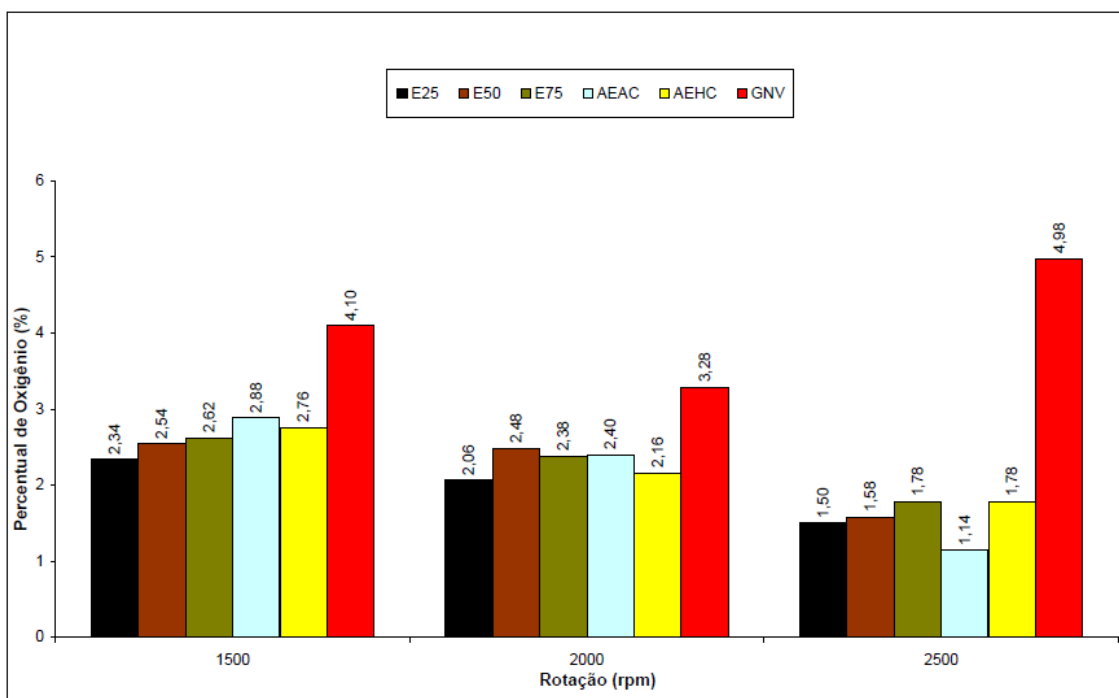


Figura 60 - Percentuais de O_2 nas emissões com os combustíveis dos ensaios.

Normalmente em misturas ar/combustível (A/C) mais “pobres”, os resultados percentuais de O₂ são mais elevados, pois, nesses casos existe maior proporção de ar para reagir com as moléculas do combustível.

A figura 61 apresenta o fator Lambda, que é basicamente o resultado da relação A/C real e a relação estequiométrica teórica. Os resultados mostraram excesso de ar em todos os combustíveis dos ensaios.

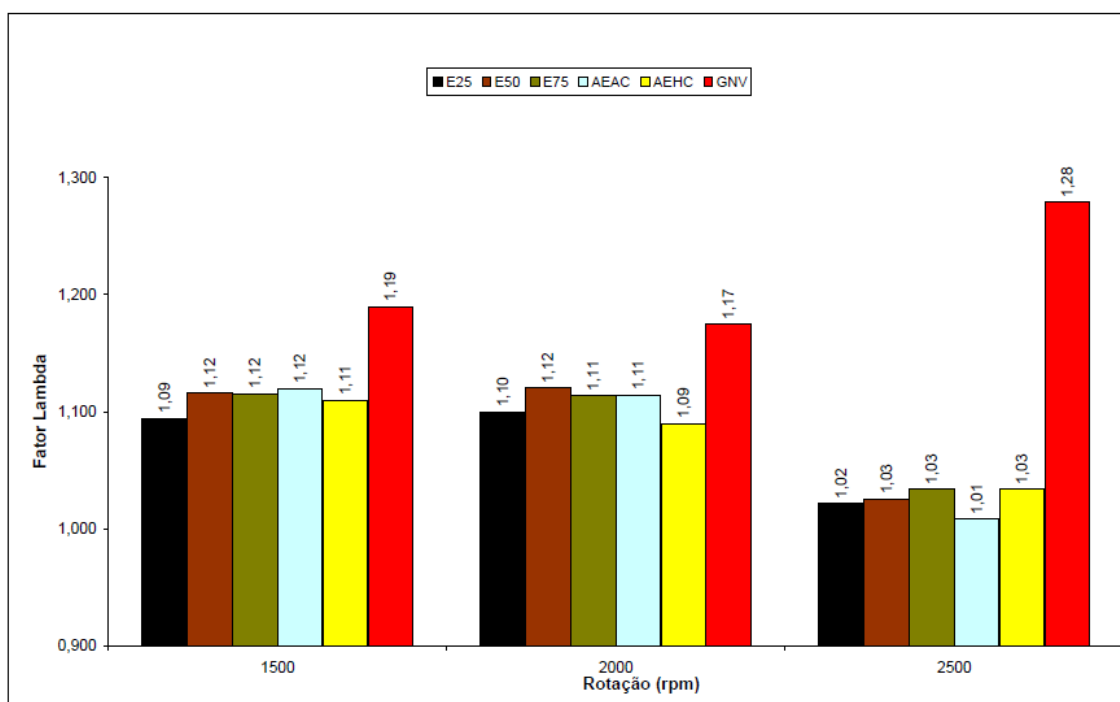


Figura 61 – Fator Lambda referente às emissões com os combustíveis dos ensaios.

A figura 62 representa os resultados de CO₂ obtidos nas amostras de gases de exaustão. De maneira similar à explicada anteriormente para as emissões de oxigênio, em misturas A/C mais “pobres”, os resultados percentuais de CO₂ também são mais elevados.

Na figura 63 são apresentados os resultados das emissões de CO₂ em g/kWh. Dessa forma, pode-se verificar o impacto de cada um dos combustíveis dos ensaios com relação às emissões de CO₂ no meio ambiente.

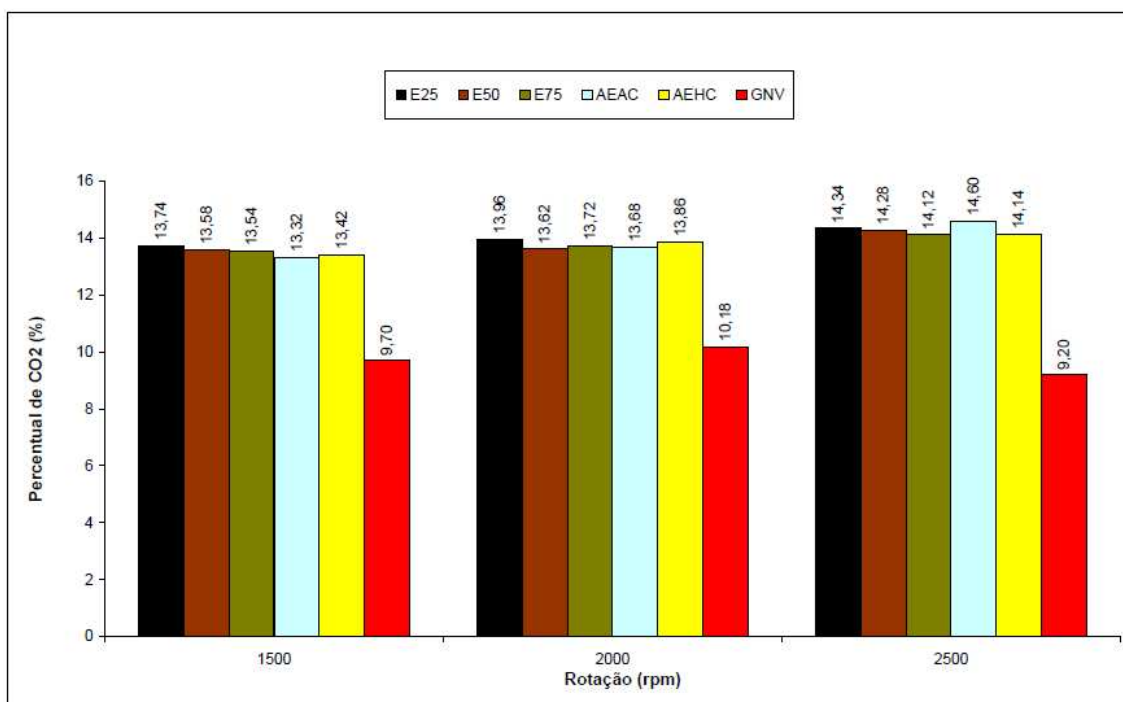


Figura 62 - Percentuais de CO₂ nas emissões dos combustíveis dos ensaios.

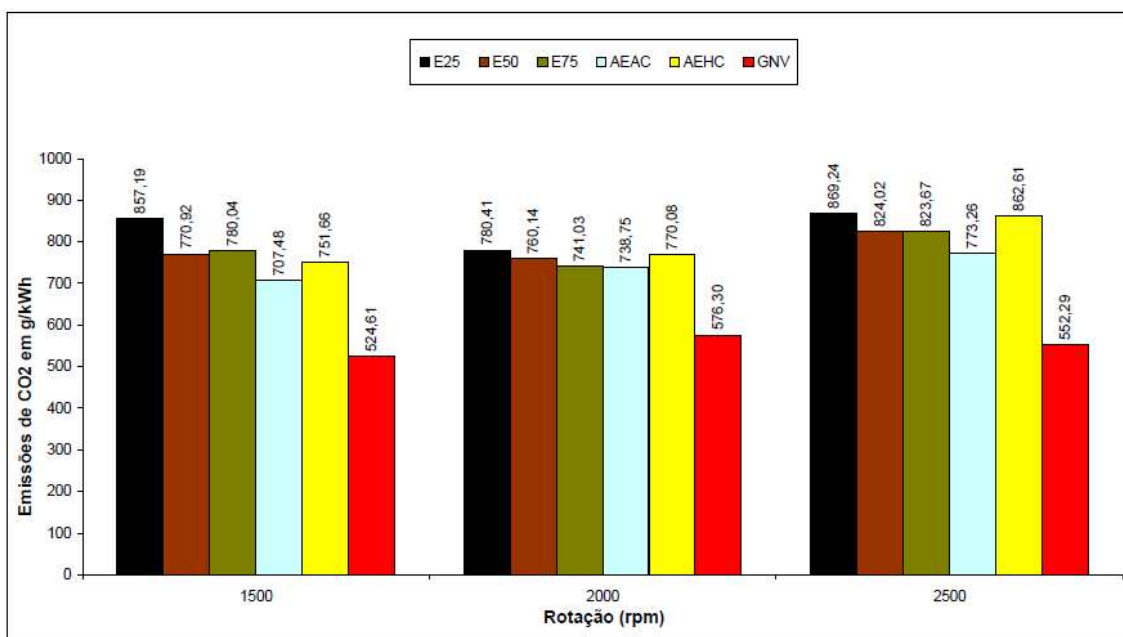


Figura 63 – Emissões de CO₂ em g/kWh para cada um dos combustíveis dos ensaios.

Observa-se que o GNV foi o combustível que menos contribuiu com as emissões de CO₂ no meio ambiente. Em relação aos combustíveis líquidos, não foi observado grande diferença em relação às emissões de CO₂ desses combustíveis.

A figura 64 apresenta os resultados percentuais das emissões de CO dos combustíveis dos ensaios. Pode se observar que na rotação de 2500 rpm, houve um incremento nos valores percentuais de CO nos resultados de todos os combustíveis líquidos em relação às rotações de 1500 e 2000 rpm. Se os resultados forem confrontados com os gráficos das figuras 60 e 61, pode se entender que o motivo foi um certo grau de enriquecimento da mistura na rotação de 2500 rpm em relação às rotações de 1500 rpm e 2000 rpm.

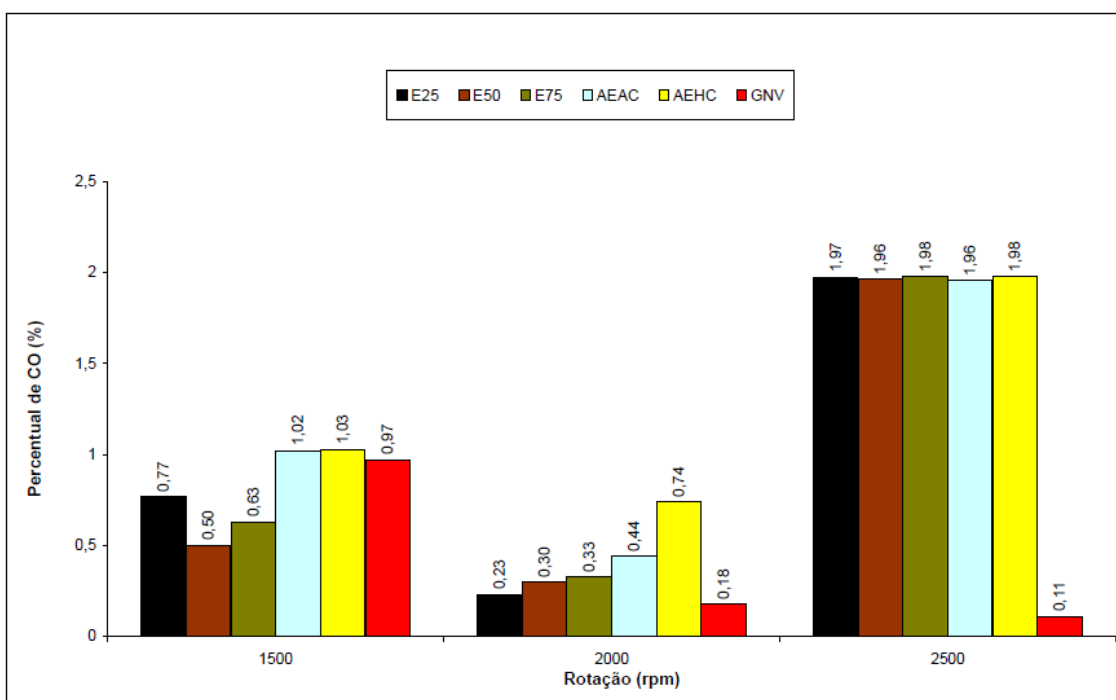


Figura 64 - Percentuais de CO nas emissões dos combustíveis dos ensaios.

A figura 65 apresenta o resultado das emissões de CO em g/kWh. Os resultados desse gráfico também revelam a grande elevação da quantidade de CO na rotação de 2500 rpm em relação às rotações de 1500 rpm e 2000 rpm.

A figura 66 apresenta as emissões de NOx encontradas na exaustão de cada um dos combustíveis. Já a figura 67 mostra os resultados de NOx em unidade de g/kWh.

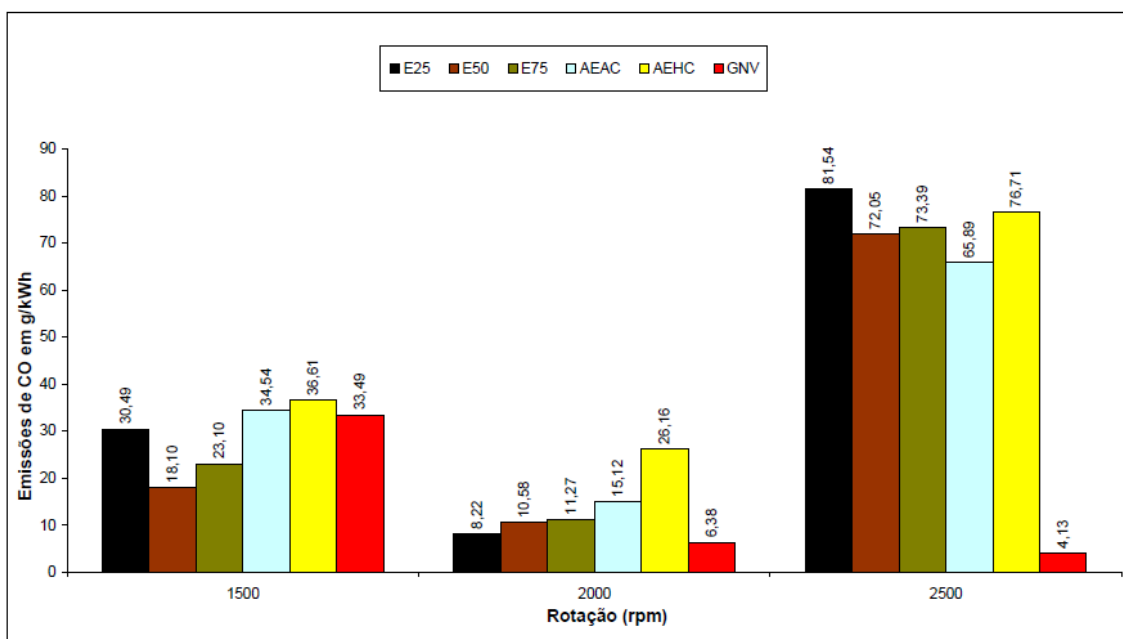


Figura 65 – Emissões de CO em g/kWh do motor com os combustíveis dos ensaios.

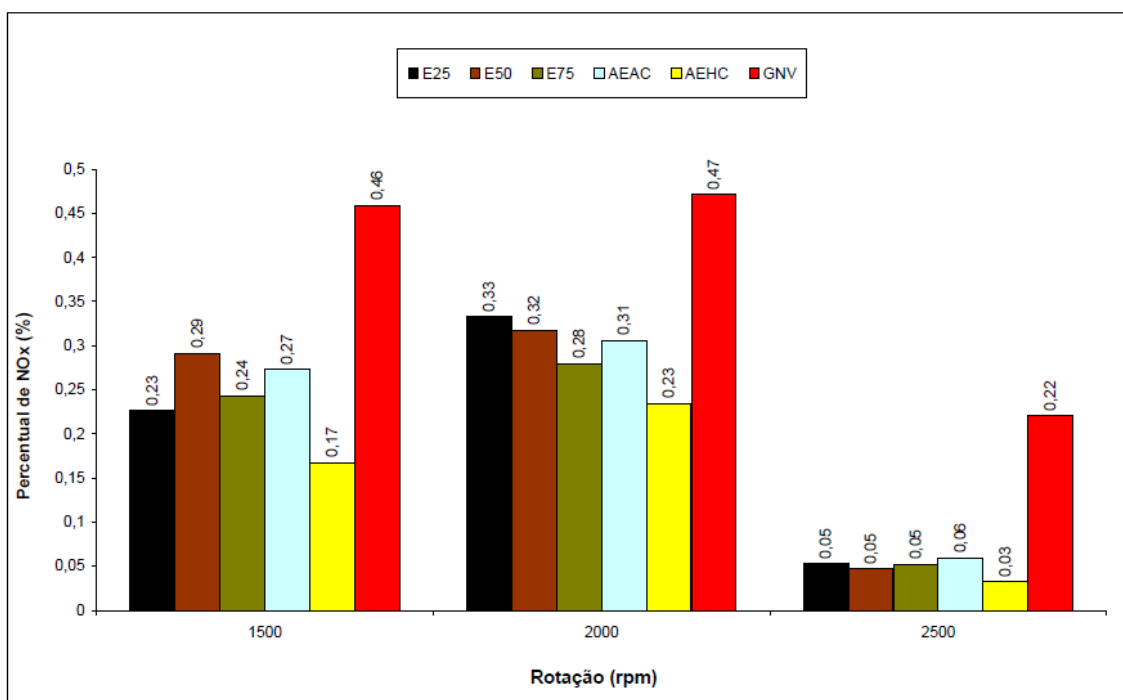


Figura 66 - Percentuais de NOx nas emissões dos combustíveis dos ensaios.

Os resultados mostraram que no caso do GNV, os percentuais de NOx foram elevados em relação aos resultados dos combustíveis líquidos, o que também foi verificado na figura 67 em unidades de g/kWh.

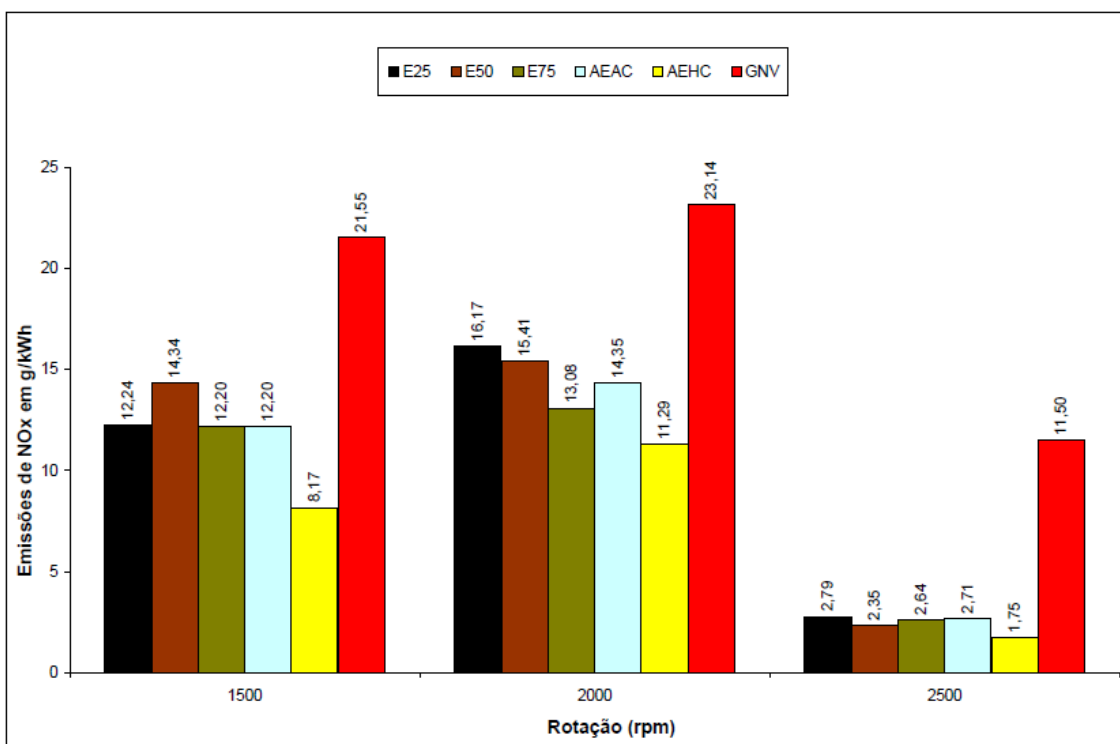


Figura 67 – Emissões de NOx em g/kWh.

Pode se atribuir o maior percentual de NOx ao fato de também haver maior quantidade percentual de O₂ nas emissões, assim como, ao maior excesso de ar na mistura A/C do GNV, o que pode ser também verificado nas figuras 60 e 61.

O escopo desse trabalho não abrange uma análise detalhada e conclusiva dos resultados das emissões. No entanto os resultados são apresentados e comentados de forma à verificação do comportamento do motor com cada um desses combustíveis. Algumas explicações de resultados como consumo e desempenho podem ser também complementadas através dos resultados de emissões.

Os comentários também não foram confrontados com os limites legais aplicados nas legislações atuais. Em primeiro lugar, devido a não ter sido utilizado o catalisador no escapamento para conversão dos gases, e, em segundo lugar, porque as normas existentes para veículos leves estabelecem os limites legais em gramas por quilômetro rodado (g/km), sendo que o motor utilizado estava fixado em uma bancada dinamométrica.

4.6 ANÁLISE DE CUSTO POR ENERGIA DE CADA UM DOS COMBUSTÍVEIS

Neste trabalho foi realizada uma breve análise de custo de combustível por unidade de energia.

A tabela 13, apresenta o preço considerado do combustível nessa análise, considerando-se valores de Setembro de 2011 na cidade de Salvador, Bahia/Brasil.

Tabela 13 – Preços dos Combustíveis dos Ensaios.

Combustível	Preço (R\$/Litro)
E25	2,80
E50	2,45
E75	2,275
AEAC	2,10
AEHC	2,10
GNV	1,70

A figura 68, apresenta o resultado obtido do custo de cada combustível por unidade de energia.

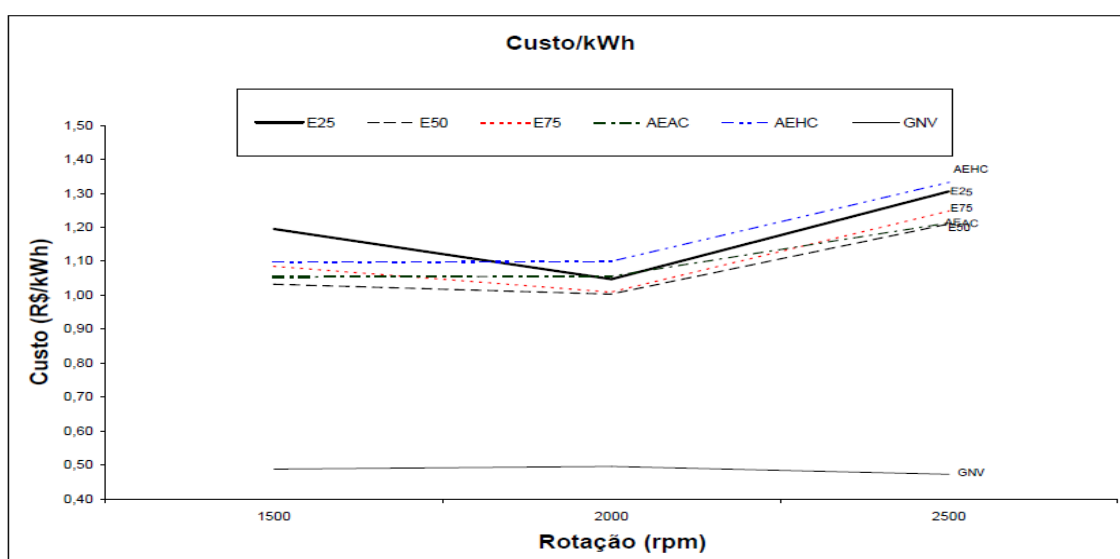


Figura 68 – Custo em R\$/kWh dos combustíveis utilizados nos ensaios.

Na figura 68, observa-se o custo significativamente inferior do GNV em relação aos combustíveis líquidos. Em todas as rotações dos ensaios, os custos do GNV não chegaram a 0,50 R\$/kWh, enquanto que todos os combustíveis líquidos apresentaram custos superiores a 1,00 R\$/kWh.

Em relação aos combustíveis líquidos, foi percebido o custo mais elevado para o AEHC nas rotações de 2000 rpm e 2500 rpm, e, para o E25 na rotação de 1500 rpm. A mistura E50 apresentou os menores custos nas condições estudadas dos ensaios.

4.7 TEMPERATURAS NOS GASES DE ESCAPAMENTO

De acordo com cada combustível dos ensaios a temperatura dos gases de exaustão apresentou valores diferentes.

A figura 69 apresenta os resultados de temperaturas obtidas nos gases de exaustão com cada combustível e em cada condição dos ensaios.

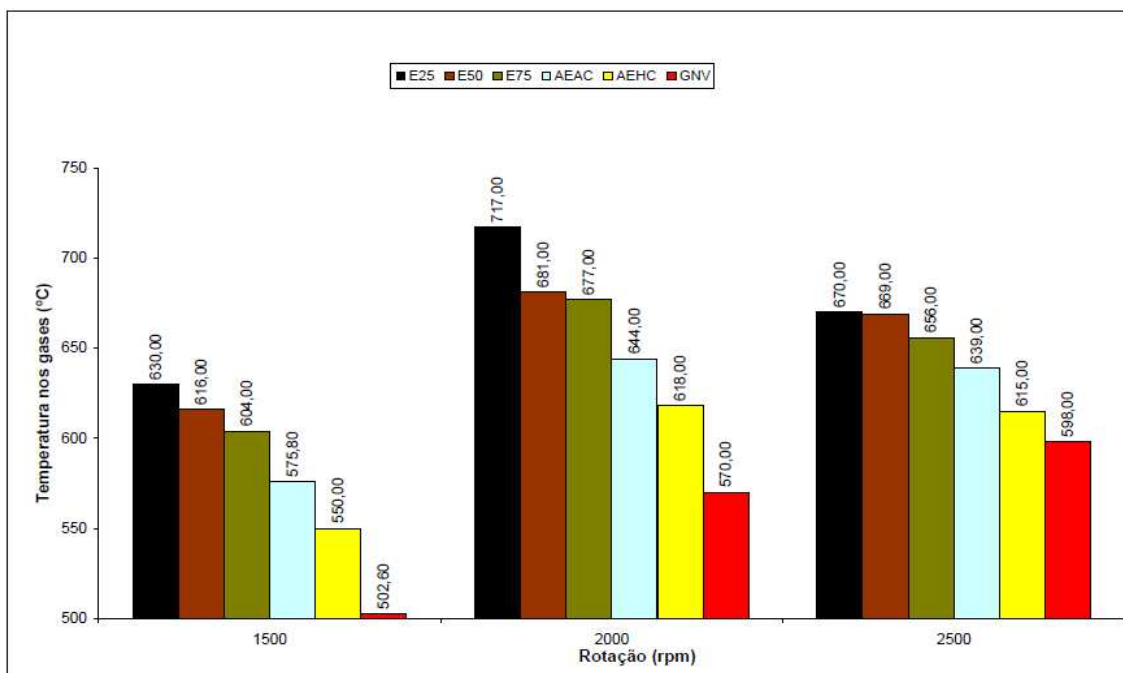


Figura 69 – Temperaturas nos gases de exaustão dos ensaios com os diferentes combustíveis.

As temperaturas dos gases de exaustão foram utilizadas na metodologia para os cálculos da energia na forma de calor, assim como, na exergia nos gases de escapamento.

As temperaturas encontradas nos gases de exaustão utilizando o GNV foram as menores em todas as condições dos ensaios. Em relação aos combustíveis líquidos, foi observado nitidamente que houve decréscimo dos valores de temperaturas com o aumento da proporção de etanol na mistura.

4.8 ÂNGULO DE AVANÇO DE IGNIÇÃO DOS COMBUSTÍVEIS DOS ENSAIOS

Conforme explicado no item 2.3.6, de acordo com as condições de rotação e carga do motor e com o combustível utilizado, ocorrem modificações em parâmetros operacionais do motor. Um desses principais parâmetros é o ângulo de avanço de ignição em relação ao ponto morto superior (PMS).

A figura 70 representa os pontos de avanço de ignição encontrados de acordo com os combustíveis e condições dos ensaios. Conforme explicado nos itens 2.3.3.1, o álcool melhora o índice de octanagem do combustível em relação à gasolina, suportando avanços de ignição, relativamente, mais adiantados. Nesse contexto, pode se observar que, na medida em que o percentual de álcool na gasolina aumentava, havia o incremento também do valor do ponto de avanço de ignição.

Também nesse contexto, O GNV, conforme suas propriedades explicadas no item 2.3.4, possui um índice de octanagem de cerca de 120 (RON 130 e MON 115). De acordo com o gráfico, verificou-se que o sistema de controle utilizado (“kit” gás e sistema de controle do motor), corrigia o valor do avanço de ignição de acordo com as rotações. Pode se observar na figura 70 que quando o motor utilizou o GNV, os pontos de avanço de ignição foram os mais adiantados em relação aos outros combustíveis.

A alteração do valor do avanço de ignição é realizada pelo sistema de gerenciamento eletrônico do motor, que, através das informações do sensor de oxigênio (sonda Lambda), infere qual o percentual de álcool e gasolina na mistura, corrigindo os pontos de avanço de ignição de acordo com mapas pré-calibrados.

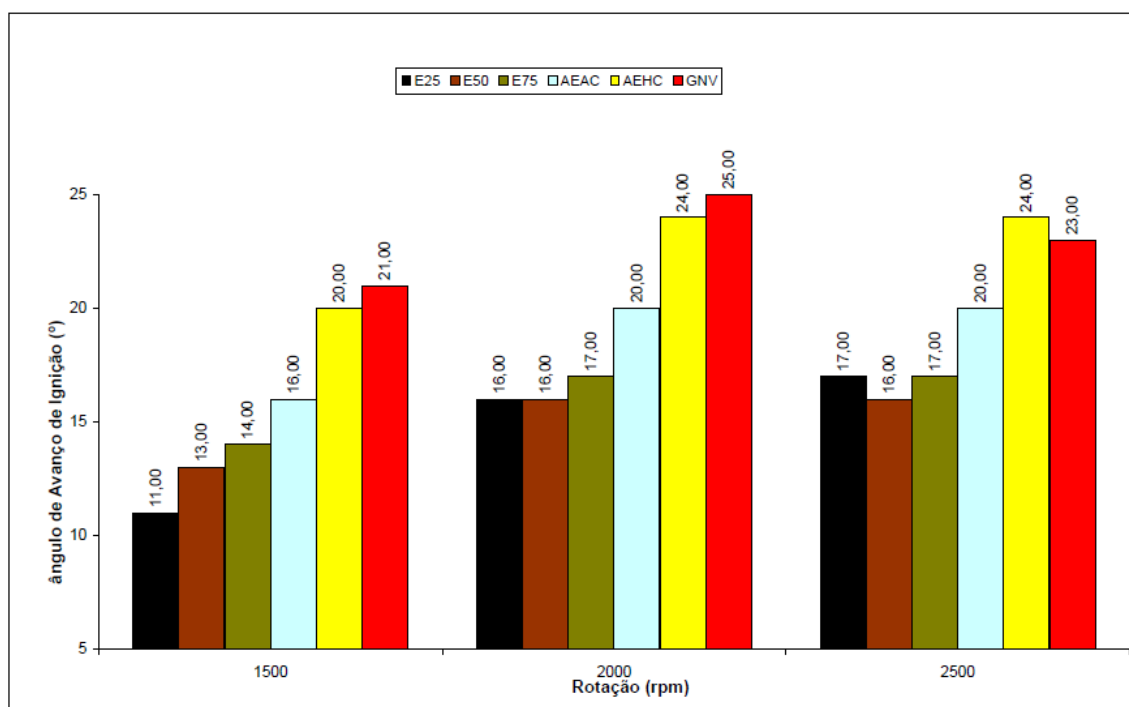


Figura 70 – Curvas de avanço de ignição de acordo com os combustíveis dos ensaios.

Uma outra observação importante na figura 70 é com relação à semelhança dos valores em cada uma das rotações do motor. Esse comportamento é previsível, visto que, trata-se de uma faixa relativamente próxima entre as rotações. A faixa de rotação de MCI ciclo Otto, normalmente varia entre 800 rpm a cerca de 7000 rpm; ao longo de toda essa faixa, são esperadas maiores variações dos valores de avanço de ignição.

CAPÍTULO V

5 CONCLUSÕES

A avaliação de diferentes combustíveis em motores de combustão interna pode ser abordada por fatores como relação custo benefício, desempenho, consumo de combustível, eficiência, autonomia ou índices de emissões de poluentes.

No entanto, algumas abordagens são mais objetivas, como as de eficiências do motor. Nessas avaliações, são quantificados os resultados desejados (potência de saída) de acordo com os recursos disponibilizados (energia do combustível). São exemplos: Eficiências de Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica, eficiência mecânica, volumétrica, combustão etc.

Os ensaios realizados em um motor ciclo Otto compararam os resultados utilizando seis tipos de combustíveis: Gasolina C (E25), misturas E50 e E75, Álcool Etílico Anidro Combustível (AEAC), Álcool Etílico Hidratado Combustível (AEHC) e o Gás Natural Veicular. Foram obtidos resultados de consumo, desempenho, eficiências, emissões e distribuição de energias e exergias do sistema.

Com relação aos combustíveis líquidos, os resultados mostraram que a maior proporção de álcool nas misturas de combustível ocasionava melhorias em desempenho e eficiências energética e exergética. Sendo esses resultados atribuídos às diferenças de propriedades do álcool em relação à gasolina, como maior índice anti-detonação e velocidade de queima mais rápida. No entanto, houve também aumento do consumo de combustível conforme se aumentava o percentual de álcool na mistura, devido à diminuição da relação ar combustível (A/C).

O GNV foi o combustível que apresentou o menor consumo específico e as maiores eficiências térmica e exergética entre os combustíveis dos ensaios. Porém o GNV foi também o combustível com o menor desempenho em relação aos outros combustíveis. Os resultados de eficiência do GNV são devidos às características do combustível, como baixo consumo específico e, conseqüentemente, menor energia do

combustível. Em relação ao baixo desempenho, os resultados podem ser atribuídos a características como menor eficiência volumétrica do motor com o GNV em relação aos combustíveis líquidos, maior relação ar/combustível, menor velocidade de chama e, também, à menor energia do combustível.

Nas análises energéticas, buscou-se apresentar os resultados de eficiência térmica, sendo esse um dos itens principais do escopo deste trabalho. Foram também apresentados os gráficos de como a energia do combustível se divide nas parcelas de calor e trabalho no sistema. Nessas análises foi possível verificar que, conforme se aumentava o percentual de álcool nas misturas de combustível, os percentuais da energia na forma de potência de saída do motor aumentavam, enquanto que as parcelas de calor nos gases de exaustão diminuam.

As análises de exergia do sistema mostraram a eficiência exérgica do motor com cada um dos combustíveis dos ensaios. Nessas análises, foi notado um perfil semelhante aos de eficiência energética, sendo a diferença ponderada pelo fator φ de cada combustível. Foram também apresentados os resultados das exergias em partes do sistema e os resultados das irreversibilidades ou destruição da exergia do sistema. Observou-se que as exergias nos gases de exaustão foram relativamente altas, o que pode ser considerado um desperdício caso esse calor dos gases seja apenas lançado ao meio ambiente sem aproveitamento. As exergias no fluido de arrefecimento e no óleo do motor foram baixas em relação às demais exergias.

De uma maneira geral o álcool pode ser apontado como o combustível mais vantajoso do estudo do ponto de vista técnico, uma vez que apresentou os melhores resultados de desempenho, tanto na composição anidro (AEAC), quanto na composição hidratado (AEHC). Do ponto de vista ambiental, embora não fosse realizada uma discussão mais abrangente, a vantagem da utilização do álcool é devido a ser de origem da biomassa. Dessa forma, existe um balanço da quantidade de CO₂ “seqüestrada” nas plantações e o CO₂ lançado novamente ao meio ambiente pelos MCI. Em Soto (2006) foi mostrado que esse balanço pode chegar a ser negativo em algumas considerações. Do ponto de vista estratégico, o álcool diminui a dependência do petróleo na utilização de combustíveis automotivos e é considerado um combustível renovável devido a ser de origem vegetal.

O GNV também foi considerado um combustível viável, principalmente por ser uma fonte de energia alternativa, podendo ser originado de fontes como o petróleo e através da biodigestão. Também apresenta grande abundância na matriz energética mundial. Os resultados técnicos mostraram as maiores eficiências entre todos os combustíveis dos ensaios. No entanto, seus resultados de torque e potência também foram inferiores a todos os demais. Entretanto, normalmente as aplicações do GNV em MCI são realizadas com aplicações adaptadas, onde as configurações do motor estão preparadas apenas para os combustíveis líquidos. Dessa forma, existem tecnologias e possibilidades de melhorias de projetos para utilização do GNV, como aplicação de sistemas com sobre-alimentação (turbo-compressores ou compressores mecânicos), motores com taxas de compressão mais elevadas ou, ainda, sistemas com alimentação direta de GNV.

Nesse estudo foi utilizado um único motor para o ensaio com os seis diferentes combustíveis. O MCI possuía uma taxa de compressão fixa de 12,5:1. Dentre os combustíveis ensaiados, poder-se-ia considerar que essa taxa estava mais desenhada para o álcool combustível. Sendo que para a gasolina, poder-se-ia considerar essa taxa elevada e, para o GNV, baixa. Porém foi possível a utilização dos diferentes combustíveis devido às adaptações dos parâmetros do motor que o sistema de gerenciamento do motor é capaz de fazer para cada combustível.

Outros resultados também foram apresentados, como ângulo de avanço de ignição de acordo com o combustível utilizado e rotações dos ensaios, temperaturas dos gases de exaustão e relação estequiométrica com cada um dos combustíveis. Através desses resultados foi possível verificar que o MCI utilizado trabalhava segundo a lógica esperada, com as adequações dos valores dos parâmetros de acordo com os regimes de carga do motor e com cada um dos combustíveis.

Com relação às emissões, procurou-se na revisão mostrar o grande impacto das emissões veiculares nas questões ambientais, assim como, do crescimento exagerado da frota mundial de veículos em sustentabilidade. Embora as tecnologias em MCI aplicadas no controle de emissões tenham minimizado os índices de poluentes provindos da combustão, nada ainda pode ser considerado efetivo para mitigar as

emissões de CO₂, que é emitido proporcionalmente ao consumo de combustível nos MCI. Nesse contexto, a busca por fontes de propulsão mais eficientes e mais limpas nunca foi tão necessária quanto atualmente.

5.1 COMENTÁRIOS E SUGESTÕES DE ESTUDOS

Diante das considerações feitas anteriormente, fica claro que ainda existem grandes oportunidades de melhorias dos resultados dos estudos, principalmente com o GNV. Como sugestões de propostas de estudos posteriores, podem ser relacionadas:

- Desenvolvimento de estudos em um motor com taxa de compressão adequada ao GNV:
 - Nas adaptações de motores com o “kit” GNV, o motor mantém as características dimensionais originais. No entanto as propriedades do GNV permitem maiores taxas de compressão. O estudo de taxas mais elevadas podem propiciar melhorias em desempenho e eficiência do GNV.

- Estudo de sobre-alimentação de MCI utilizando o GNV:
 - Um dos grandes problemas da utilização do GNV é a perda de desempenho em relação aos combustíveis líquidos convencionais. Uma das razões é a diminuição da eficiência volumétrica do motor quando utilizando combustíveis gasosos. A utilização de sistemas sobre-alimentados, como o turbo-compressor é uma das formas de se otimizar a eficiência volumétrica do motor, podendo elevar-se os parâmetros de desempenho e a eficiência térmica do motor.

- Proposta de otimização de MCI utilizando o GNV através de sistemas diferentes de alimentação de combustível:

- Essa proposta sugere a realização de estudo comparando o desempenho e eficiência de diferentes sistemas de alimentação do combustível GNV. Em um dos trabalhos referenciados nesse trabalho ficou claro que existem diferenças nos resultados entre diferentes sistemas.
- Estudos de veículos híbridos sob o ponto de vista do melhor combustível ao MCI:
 - Uma das formas de hibridização de veículos consiste em utilizar o MCI somente como fonte motriz para gerar energia para funcionamento do veículo de propulsão por motor elétrico. Essa proposta compreende a abrangência desse estudo onde podem ser observadas as melhores condições e o melhor combustível para a máxima eficiência do MCI utilizado no sistema.

Os diferentes tipos de combustíveis utilizados em MCI apresentam diferenças em resultados de desempenho, eficiência e emissões. Porém, juntamente com essas pesquisas são importantes os estudos de novas fontes de propulsão de veículos, sejam tecnologias de motores híbridos ou veículos elétricos. A continuidade de pesquisas e inovações tecnológicas em MCI deve focar em melhorias de eficiências e reduções de emissões, que tragam melhores resultados de eficiências energéticas, contribuições ao meio ambiente e à sustentabilidade.

REFERÊNCIAS

- ABIANEH, O.S., MIRSALIN, M., OMMI, F. **Combustion Development of a Bi-Fuel Engine**. International Journal of Automotive Technology, vol. 10, no. 1, pp. 17–25 (2008).
- ALBAHRI, T. A., RIAZI, M. R., ALQATTAN, A. A. **Analysis of Quality of the Petroleum Fuels**. Energy & Fuels, 2003.
- ALKIDAS, A.C. **The Application of Availability and Energy Balances to a Diesel Engine**. Trans. ASME. 1988.
- ALKIDAS, A.C. **Combustion advancements in gasoline engines**. Energy Conversion and Management. 2007.
- ANDERSEN, V. F., et. al. **Vapor Pressures of Alcohol-Gasoline Blends**. Energy & Fuels. 2010.
- ANFAVEA . Anuário da Indústria Automobilística Brasileira. 2011.
- ASLAM, M.U., et. al. **An Experimental Investigation of CNG as an Alternative Fuel for a Retrofitted Gasoline Vehicle**. Fuel (2005).
- BRINKMAN, N.D. **Effect of Compression Ratio on Exhaust Emission and Performance of a Methanol-Fueled Single Cylinder Engine,**” SAE Paper N° 770791, 1977.
- CÂMARA, J. C.C. **Monitoramento Eletrônico da Mistura Ar / Combustível em Motores de Combustão Interna Ciclo Otto**. 2006. Dissertação. Programa de Mestrado em Mecatrônica, Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Bahia.
- CAMPOS, V. B. G. **Uma Visão da Mobilidade Urbana Sustentável**. [2009].
- CATON J. A. **A Review of Investigations Using the Second Law of Thermodynamics to Study Internal Combustion Engines**. SAE 2000 (2000-01-1081).
- ÇENGEL Y.A., BOLES M. A. **Termodinâmica**. 5ª ed., MC Graw Hill, 2006.
- CETESB. Informações sobre regulamentações de emissões. 2011.
<www.cetesb.sp.gov.br>
- CHO, H. M., HE, B. **Combustion and Emission Characteristics of a Lean Burn Natural Gas Engine**. International Journal of Automotive Technology, Vol. 9, no. 4, pp. 415–422 (2008).

- COONEY, C. P., WORM, J. J., NABER, J. D. **Combustion Characterization in an Internal Combustion Engine with Ethanol-Gasoline Blended Fuels Varying Compression Ratios and Ignition Timing.** Energy & Fuels, 2009.
- DUARTE Horácio V. **Simulação do Efeito dos Parâmetros Operacionais no Desempenho de Motores de Combustão Interna.** 1996.
- FERREIRA, S. M. **Relação entre a Espessura Real e Aparente da Gasolina com Etanol e da Gasolina Pura em Colunas de Laboratório.** Tese de Doutorado Apresentada na USP, 2003.
- GALLO, W.L.R. **Análise Exergética de Motores a Gasolina e a Álcool.** 1990. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas.
- GALLONI, E. **Analysis About Parameters That Affect Cyclic Variation In a Spark Ignition Engine.** Applied Thermal Engineering 29 (2009) 1131-1137.
- HEPBASLI, A. **A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2008.
- HEISLER, H. **Advanced Engine Technology.** Society of Automotive Engineers, Inc. 1995.
- HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals.** McGraw-Hill International ed, 1988, 930p.
- HOU, S. S. **Comparison of performances of air standard Atkinson and Otto cycles with heat transfer considerations.** Energy Conversion and Management 48 (2006) 1683–1690
- HUANG, Z. et al., **Experimental Study on Engine Performance and Emissions for an Engine Fueled with Natural Gas-Hydrogen Mixtures.** Energy & Fuels, 2006, 20, 2131-2136.
- JURASCIK, M. SUES, A., PTASINSKI, K. J. **Exergetic Evaluation and Improvement of Biomass to Synthetic Natural Gas Conversion.** Energy & Environmental Science, 2009.
- KALAM, M.A., MASJUKI, H.H. **An Experimental Investigation of High Performance Natural Gas Engine with Direct Injection.** Energy, (2011).

- KUTLAR, O. A.; ARSLAN, H.; CALIK, A. T. **Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load.** Energy Conversion and Management. 2005.
- LEE, K., BAE, C., KANG, K. **The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine.** Applied Thermal Engineering. 2007.
- MA, F. et al. **Effects of combustion phasing, combustion duration, and their cyclic variations on spark-ignition (SI) engine efficiency.** Energy and Fuels. 2008.
- MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna.** 2ª edição. 2006.
- MARTINS, J., Ribeiro, J.J.G. **Thermodynamic Analysis of Spark Ignition Engines Using the Entropy Generation Minimisation Method.** Int. J. Exergy, Vol. 6, N°. 1, 2009.
- MELO, T.C.C. **Modelagem Termodinâmica de um Motor Ciclo Otto do Tipo Flex-Fuel, Funcionando com Gasolina, Álcool e Gás Natural.** 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Programa de Pós-graduação de Engenharia, Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- MORAN, M. J., SHAPIRO, H. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia.** 4ª edição. 2000.
- MILHOR C. E. **Sistema de Desenvolvimento para Controle Eletrônico dos Motores de Combustão Interna Ciclo Otto.** 2002. Dissertação de Mestrado. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- CANAKCI, M, HOSOZ, M. **Energy and Exergy Analyses of a Diesel Engine Fuelled with Various Biodiesels.** Energy Sources. (2006)
- OICA - **The International Organization of Motor Vehicle Manufacturers.** 2011. <www.oica.net>
- OWEN, K., COLEY, T. **Automotive Fuels Reference Book.** 2nd ed. SAE, 1995.
- PULKRABEK, W. W. **Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine.** Prentice Hall; 2nd edition. 2003.
- SAYIN, C. et. al. **An experimental study of the effect of octane number higher than engine requirement on the engine performance and emissions.** Applied Thermal Engineering 25 (2005) 1315–1324
- SHENGHUA, L., et al. **Study of spark ignition engine fueled with methanol/gasoline fuel blends.** Applied Thermal Engineering 27 (2007) 1904–1910.
- SOTO F.P. **Apresentação de emissões.** Seminário SAE, 2006.
- SRIVASTAVA, A. et. al. **Emissions of VOCS at Urban Petrol Retail Distribution**

Centres in India (Delhi and Mumbai). Environmental Monitoring and Assessment (2005).

STONE, R., BALL, J. **Automotive Engineering Fundamentals.** SAE. 2004.

STOTSKY, A. **Adaptive Estimation of the Engine Friction Torque.** Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and Control, and the European Control Conference 2005.

TAYLOR, C. F. **The internal combustion engine in theory and practice.** Volume 1. Second Edition. MIT Press. 1985.

TAYLOR, A. M. K. P. **Science review of Internal Combustion Engines.** Energy Policy 36 (2008) 4657-4667.

TORRES E. A. **Avaliação exergética e termoeconômica de um sistema de cogeração de um pólo petroquímico.** Tese de Doutorado. Universidade Estadual de Campinas. 1999.

UNITED STATES ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY – U.S.E.P.A.

Apresentação de informações sobre o meio ambiente e poluição. Disponível em:

[<http://www.epa.gov>]. Acesso em 05 de fev. 2011.

YUCESU, H. S. et al. **Effect of ethanol–gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in different compression ratios.** Applied Thermal Engineering (2006).

APÊNDICE I - Considerações Energéticas e Exergéticas

As análises de Primeira Lei e Segunda Lei da Termodinâmica são também conhecidas por análises de eficiência energética e exergética, respectivamente. A Primeira Lei refere-se à magnitude da energia, sem considerações do ponto de vista da qualidade da energia. Já a Análise de Segunda Lei considera que a energia tem qualidade, assim como, quantidade. Nas considerações da Primeira Lei, a energia não pode ser criada e nem destruída, apenas transformada. Nas análises de Segunda Lei, existe a exergia, que pode ser destruída, ou seja, não é conservada devido a perdas por irreversibilidades (GALLO, 1990).

Comparando-se as análises de um sistema utilizando-se a Primeira e Segunda Lei, normalmente, são esperados valores de eficiências maiores para a Primeira Lei, devido ao fato que irreversibilidades do processo diminuem a quantidade da energia que entra no processo como exergia (HEPBASLI, 2008).

Primeira e Segunda Lei da Termodinâmica no Estudo de MCI

Nas análises de máquinas térmicas a aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica deve ser utilizada nas análises de eficiência dos processos. O aspecto fundamental da Primeira Lei é que a energia é conservada (MORAN E SHAPIRO, 2002).

Em muitos aspectos dos motores de combustão, a Primeira Lei permite que se entendam processos e possam ser realizadas equações que modelem a geração de calor e ou trabalho segundo o princípio de conservação da energia:

$$dE = \delta Q - \delta W \quad (A_1)$$

Para volume de controle em regime de escoamento uniforme e não permanente a Primeira Lei da Termodinâmica aparece como:

$$\delta Q + \sum_V me.he = \delta W + \sum_V ms.hs + U_f - U_i \quad (A_2)$$

Onde me e ms são as massas que entram e saem do cilindro e as somatórias se estendem para todas as válvulas do motor (GALLO, 1990).

A Segunda Lei da Termodinâmica é outro recurso que permite a obtenção de muitos argumentos para o estudo de observações físicas que têm larga faixa de implicações com respeito a projetos de engenharia e operação de sistemas térmicos. A Segunda Lei pode, por exemplo, ser utilizada na determinação da direção de processos, no estabelecimento das condições de equilíbrio, para especificar o máximo desempenho possível de sistemas térmicos e para identificar aqueles aspectos do processo que trazem detrimientos para o desempenho do sistema (CATON, 2000).

Análise Exergética Aplicada a Motores de Combustão Interna

De acordo com Gallo (1990), a crescente preocupação com a conservação de energia útil tem aumentado as exigências no projeto e otimização de processos e sistemas térmicos e na busca de soluções economicamente viáveis para o aproveitamento da energia térmica contida em gases de escape ou outras formas de calor residual. A aplicação das análises termodinâmicas de Primeira e Segunda Lei conduz ao conceito de exergia, ou disponibilidade, que trata da qualidade da energia, que se conserva quantitativamente, porém, não qualitativamente.

As irreversibilidades dos processos termodinâmicos, devido às entropias geradas em vários pontos dos sistemas são os fatores que tornam a aplicação da Segunda Lei da termodinâmica mais adequada para análise dos processos reais, em que todos os processos são, em alguma medida, irreversíveis. Nesse conceito estaria a grande contribuição do conceito de exergia, onde a essência da Segunda Lei pode ser entendida como a destruição de exergia pelas irreversibilidades dos processos. A análise exergética constitui a ferramenta indicada para a avaliação de caminhos para uma melhor utilização da energia disponível, pois indica uma clara distinção entre perdas de energia para o ambiente e as irreversibilidades internas ao processo (GALLO, 1990).

As Irreversibilidades dos Processos nos MCI

De acordo com Moran e Shapiro (2000), um dos usos mais importantes da Segunda Lei da Termodinâmica em engenharia é a determinação do melhor desempenho teórico dos sistemas. Com a comparação do desempenho real com o melhor desempenho teórico, o potencial para melhorias é frequentemente vislumbrado. Assim, o melhor desempenho é avaliado em termos de processos idealizados.

Um processo é chamado de irreversível se o sistema e todas as partes que compõem suas vizinhanças não puderem ser restabelecidos exatamente aos seus respectivos estados iniciais após o processo ter ocorrido. Um processo será reversível se tanto o sistema quanto as vizinhanças puderem retornar aos seus estados iniciais (ÇENGEL E BOLES (2006)

Na medida em que um sistema sofre um processo, podem ser encontradas irreversibilidades dentro do sistema, bem como em suas vizinhanças, embora em certos casos elas possam ser encontradas predominantemente no sistema ou em suas vizinhanças. Para muitas análises é conveniente dividir as irreversibilidades presentes em duas classes. Irreversibilidades internas são aquelas que ocorrem dentro do sistema. Irreversibilidades externas são aquelas que ocorrem na vizinhança, frequentemente nas vizinhanças imediatas (MORAN E SHAPIRO 2000). A irreversibilidade de um sistema pode ser demonstrada de duas formas: usando-se o enunciado de Kelvin-Planck e através do conceito de geração de entropia.

Gallo (1990) apresenta a geração de entropia (S_g) ao se transformar a desigualdade de Clausius em uma igualdade:

$$S_g = S_2 - S_1 - \int_1^2 \delta Q / T \quad (A_3)$$

De maneira análoga, pode-se definir a taxa de geração de entropia para um volume de controle também a partir da desigualdade de Clausius:

$$Sg = dS / dt - \int_{VC} \dot{Q} / T + \sum_e \dot{m}_e .s_e - \sum_s \dot{m}_s .s_s \geq 0 \quad (A_4)$$

De acordo com Gallo (1990), a geração de entropia pode ser utilizada como uma forma de se avaliar o grau de irreversibilidade de um determinado processo, pois, quanto maior for Sg , mais longe estará tal processo de um processo reversível.

De acordo com Moran e Shapiro (2000), existem diversas fontes de irreversibilidades, ou geração de entropia, como exemplos: transferência de calor através de uma diferença finita de temperatura, expansão não-resistida de um gás ou líquido até uma pressão mais baixa, reação química espontânea, mistura espontânea de matéria em estados ou composições diferentes, atrito – atrito de rolamento, bem como atrito no escoamento de fluidos, fluxo de corrente elétrica através de uma resistência, magnetização ou polarização por histerese e deformação inelástica.

Em Gallo (1990), define-se a irreversibilidade de um processo como a diferença entre o trabalho máximo devido a um processo reversível ($W_{m\acute{a}x}$) entre esses estados e o trabalho real (W_{real}) desenvolvido no processo (equação 2.30):

$$I = W_{m\acute{a}x} - W_{real} \quad (A_5)$$

No caso de um processo que consuma trabalho, a definição é inversa. A relação entre a irreversibilidade e a geração de entropia é dada pelo Teorema de Gouy-Stodola:

$$I = T_o . Sg \quad (A_6)$$

De acordo com o teorema, a irreversibilidade é proporcional à geração de entropia.

A irreversibilidade é uma quantidade relativa que depende da escolha do reservatório de referência, enquanto a geração de entropia é única e independente do reservatório térmico escolhido.

$$I_j = T_j \cdot S_g \quad (\text{A}_7)$$

Onde T_j é a temperatura do reservatório j e S_g é a entropia gerada.

$$I_j = I_0 \cdot \left(\frac{T_j}{T_0} \right) \quad (\text{A}_8)$$

A equação acima indica que para o mesmo sistema podem ser obtidos diferentes valores de irreversibilidades. Dessa forma, como a geração de entropia não varia com a escolha do reservatório de referência, pode-se minimizar a irreversibilidade dos sistemas através da minimização da entropia gerada (GALLO, 1990).

A Exergia

Diferentemente da energia, que é conservada em qualquer tipo de processo ou dispositivo, a exergia pode ser destruída. A energia, por exemplo, quando entra em um processo na forma de combustível, eletricidade, escoamento de matéria, etc., pode ser colocada em termos de seus produtos e seus derivados. Já a exergia não apenas pode ser destruída por irreversibilidades, como também, pode ser transferida de ou para um sistema, como nas perdas associadas a transferência de calor (MORAN E SHAPIRO, 2000).

Em um dos conceitos da exergia, Gallo apud Szargut (1980) menciona que a exergia é a quantidade de trabalho que pode ser obtida quando certa porção de matéria é trazida ao estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes usuais do meio ambiente, por meio de um processo reversível, envolvendo interações apenas com os componentes da natureza.

Por definição, a exergia química é o trabalho teórico máximo que pode ser desenvolvido por um sistema combinado. A soma das exergias termomecânica e da exergia química representa a exergia total associada a um dado sistema em um estado especificado com relação a um ambiente de referência de exergia especificado (MORAN E SHAPIRO, 2000).

Contribuições Entrópicas nos Sistemas dos Motores de Combustão Interna

A eficiência global de um motor de combustão interna real difere bastante da eficiência teórica do Ciclo Padrão Otto. A entropia gerada em cada sistema em particular irá corresponder à parcela de irreversibilidade ou de destruição de exergia no sistema.

Martins e Ribeiro (2009) apresentam um estudo dos principais pontos de geração de entropia nos motores de combustão interna. A figura A.1 mostra as contribuições da geração de entropia em cada mecanismo. Pode-se observar que a maior parcela de entropia gerada ocorre no processo de combustão. A interpretação qualitativa e quantitativa da figura conduz ao entendimento de quais os principais pontos onde ocorrem as irreversibilidades do sistema, ou destruições de exergia.

No desenvolvimento de estudos de novos projetos de MCI, é interessante o aprofundamento em cada um dos itens que contribuem na geração de irreversibilidades do sistema.

Através dos estudos de geração e variação de entropia nos processos irreversíveis que ocorrem dentro do sistema, Martins e Ribeiro (2009) obtiveram o modelo de irreversibilidades do ciclo Otto para um modelo de motor térmico. O modelo mostrou que o processo de combustão foi responsável por 54% do total da entropia gerada.

Expansões livres nos gases de escapamento, transferência de calor e fluxo de massa através das válvulas foram os mecanismos de ordem de importância consecutivos. Atrito viscoso do fluido de trabalho dentro do motor não teve impacto significativo no total de entropia gerada.

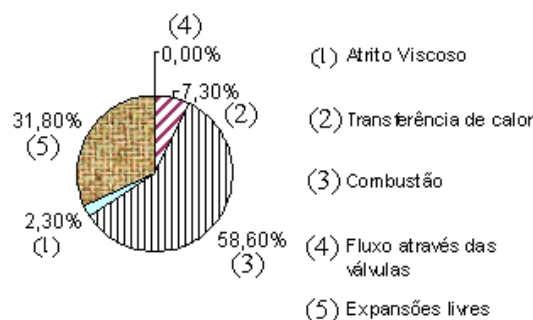


Figura A.1 – Percentual de entropias geradas em MCI (MARTINS E RIBEIRO, 2009)

Nos estudos de Gallo (1990), o autor observou que no processo de combustão a irreversibilidade aumenta rapidamente de uma a duas ordens de grandeza em relação aos demais processos. O Autor explica que embora haja um aumento de irreversibilidade devido à temperatura da combustão, a própria reação de combustão é a principal fonte de irreversibilidade. De acordo com o autor uma forma bastante conveniente de analisar cada processo que compõe o ciclo completo consiste em empregar os conceitos de eficiências exergéticas.

Em Caton (2000), também foi examinado a destruição de disponibilidade (exergia) durante o processo de combustão em motores de combustão interna. O autor afirma que, em geral, a destruição da energia disponível do combustível devido ao processo de combustão diminui para operações em altas temperaturas.

De acordo com Torres (1999), a eficiência exergética ou racional é uma relação entre exergias e, portanto, como toda exergia pode teoricamente ser utilizável, esse parâmetro informa melhor o que está acontecendo com a operação do equipamento ou com o sistema térmico. A relação irreversibilidade/exergia do processo mostra a perda total que o sistema ou a planta tem de acordo com os parâmetros operacionais. A diferença entre a unidade e as perdas do processo é a eficiência exergética.

$$\varepsilon = 1 - \frac{I}{Insumo}$$

(A_9)

A perda de eficiência exergetica é dada pela parcela restante entre a diferença da unidade e a eficiência.

$$\delta = 1 - \varepsilon = \sum_j \delta_j \quad (\text{A}_{10})$$

A aplicação das análises energéticas e exergeticas em MCI exigem uma série de considerações importantes. MCI são máquinas térmicas que devido à sua concepção de projeto e características de funcionamento apresentam durante os vários regimes de funcionamento variações a cada ciclo e de cilindro para cilindro, entre as variações estão trocas térmicas, fluxos, atritos e trabalho de saída.

Gallo (1985) desenvolveu análises exergeticas comparativas entre um motor a álcool e a gasolina. No estudo foi desenvolvida uma análise de irreversibilidades em cada processo do motor. Assim como nos estudos de Martins e Ribeiro (2009), o estudo de eficiência exergetica de Gallo (1985) também mostrou que as irreversibilidades durante o processo de combustão é da ordem de 2 vezes maior do que nos processo de admissão e escapamento.

Diversas variáveis são importantes nos estudos de eficiências exergeticas. Em Gallo (1990), foram comparados os resultados de rendimentos exergeticos de um motor utilizando álcool e gasolina. Seguem abaixo alguns exemplos de variáveis, considerando os estudos de Gallo (1990) e que podem ser utilizadas em estudos comparativos de eficiências:

- Velocidade do motor (RPM): Comparados os resultados para duas rotações diferentes, foi constatado que houve aumento de irreversibilidades nas rotações menores em comparação com rotações maiores. Esse fato se deve a haver maior troca térmica em rotações menores.

- Fator Lambda: Há diferenças nas irreversibilidades geradas decorrentes da diferença na relação estequiométrica.

- Efeito do ponto de abertura da válvula de escape.

- Efeito do ponto de abertura da válvula de admissão;

- Outros fatores também influenciam e devem ser observados no estudo de rendimento, tais como: influência do ponto de avanço de ignição, tempo de cruzamento entre válvulas e ângulo de abertura da borboleta de aceleração.

A análise global deve levar em consideração os valores de rendimento exergético e do rendimento mecânico (leva em consideração atrito e outros) em cada processo e na análise global do ciclo. Como exemplo, rotações mais elevadas apresentam valores de exergia maiores do que rotações menores devido a menor tempo para trocas térmicas, porém, os atritos em rotações mais elevadas são maiores, aumentando as perdas por atritos.

APÊNDICE II - Considerações dos Ciclos de Potência do Motor

Os dispositivos ou sistemas utilizados para a produção de potência são normalmente chamados de motores ou máquinas e os ciclos termodinâmicos nos quais eles operam são chamados de ciclos de potência. Os ciclos termodinâmicos podem ser classificados ainda como ciclos fechados (onde o fluido de trabalho volta ao estado inicial no final do ciclo e depois volta a circular) e como ciclos abertos (onde o fluido de trabalho é renovado ao final de cada ciclo).

Nos motores de combustão dos automóveis ocorre o processo de exaustão dos gases queimados e a consecutiva substituição pela mistura de ar fresco e combustível ao final de cada ciclo. Dessa forma, o motor opera em um ciclo mecânico, mas o fluido de trabalho não realiza um ciclo termodinâmico completo (ÇENGEL E BOLES, 2006).

Os ciclos reais são difíceis de serem analisados, por causa da presença de efeitos como atrito e a falta de tempo suficiente para o estabelecimento de condições de equilíbrio durante o ciclo. Dessa forma, de acordo com Çengel e Boles (2006), algumas idealizações devem ser consideradas. Quando todas as irreversibilidades e complexidades do ciclo real são removidas, aparece um ciclo que se parece com o ciclo real, mas que é formado totalmente por processos internamente reversíveis. Tal ciclo é chamado de ciclo ideal.

As conclusões de análises dos ciclos ideais se aplicam aos ciclos reais. Por exemplo, a eficiência térmica do ciclo Otto, considerado o ciclo ideal para MCI de ignição por centelha, aumenta com a razão de compressão. Isso também é válido na considerações de motores reais de automóveis.

O Ciclo Carnot

Máquinas térmicas que operam em ciclos totalmente reversíveis, como o ciclo de Carnot, possuem a maior eficiência possível. Logo, na utilização de parâmetros comparativos para a determinação da máxima eficiência de qualquer máquina térmica, deve-se utilizar como referência a eficiência segundo Carnot.

De acordo com Martins (2006), livros sobre MCI normalmente não abordam o ciclo de Carnot, pois é de difícil implementação; no entanto, deve ser referido somente em termos de comparação.

Segundo Çengel e Boles (2006), o valor real do ciclo de Carnot vem do fato de ele ser um padrão com relação ao qual os ciclos ideais e reais podem ser comparados, onde a eficiência térmica do ciclo de Carnot é função apenas das temperaturas da fonte e do sumidouro.

De acordo com Moran e Shapiro (2002), os ciclos de Carnot também podem ser enxergados como compostos de processos nos quais um capacitor é carregado e descarregado, ou uma substância paramagnética é magnetizada e desmagnetizada, e assim por diante.

A expressão da eficiência térmica para o ciclo de Carnot transmite uma importante mensagem que se aplica igualmente aos ciclos ideais e reais: De acordo com Çengel e Boles (2006), a eficiência térmica aumenta com o aumento da temperatura média com a qual o calor é fornecido ao sistema ou com a diminuição da temperatura média com a qual o calor é rejeitado pelo sistema.

O Ciclo Padrão Ar

Um estudo detalhado do desempenho de um MCI alternativo levaria em conta muitos aspectos, incluindo o processo de combustão que ocorreria dentro dos cilindros, efeitos de irreversibilidades associados com atritos e com gradientes de pressão e temperaturas, transferência de calor entre os gases no cilindro e as paredes do cilindro e o trabalho necessário para carregar o cilindro e retirar os produtos da combustão. Devido a essa complexidade, a modelagem precisa de MCI alternativos normalmente

deve envolver uma simulação computacional. As hipóteses de ar-padrão é uma simplificação considerável e necessária para conduzir análises termodinâmicas em MCI (MORAN e SHAPIRO, 2000).

A composição do fluido de trabalho também muda da mistura inicial entre o ar e o combustível para produtos da combustão durante o restante do curso do ciclo. Çengel e Boles (2006) explicam a utilização das hipóteses do padrão ar para conduzir as análises de MCI em um nível de complexidade adequada:

- 1) O fluido de trabalho é o ar, o qual circula continuamente em um circuito fechado, sempre se comportando como um gás ideal.
- 2) Todos os processos que formam o ciclo são internamente reversíveis.
- 3) O processo de combustão é substituído por um processo de fornecimento de calor a partir de uma fonte externa .
- 4) O processo de exaustão é substituído por um processo de rejeição de calor que restaura o fluido de trabalho ao seu estado inicial.

Çengel e Boles (2006) mencionam que as hipóteses do padrão ar permitem uma simplificação considerável da análise sem desviá-la significativamente dos ciclos reais. Ressaltam ainda que o modelo simplificado permite estudar qualitativamente a influência dos principais parâmetros sobre o desempenho das máquinas reais. Outra hipótese muito utilizada para simplificar ainda mais a análise é a de que o ar tem calores específicos constantes, cujos valores são determinados à temperatura ambiente (25°C). Quando essa hipótese é utilizada, as hipóteses do padrão a ar são chamadas de hipóteses do padrão a ar frio.

A Eficiência do Ciclo Otto

O ciclo de ar-padrão-Otto é um ciclo ideal que considera que a adição de calor ocorre instantaneamente enquanto o pistão do motor encontra-se no PMS (MORAN E SHAPIRO, 2000).

De acordo com Çengel e Boles (2006), o ciclo Otto é o ciclo ideal dos motores alternativos de ignição por centelha. Na maioria dos motores de ignição por centelha, o pistão executa quatro cursos completos dentro dos cilindros e o eixo de manivelas realiza duas revoluções para cada ciclo termodinâmico. Sendo assim chamados de motores de combustão interna de quatro tempos. O ciclo teórico do modelo Otto pode ser bastante simplificado se as hipóteses do padrão a ar forem utilizadas.

Nos MCI de dois tempos, as quatro funções do ciclo de quatro tempos são executadas em apenas dois tempos: o tempo motor e o tempo de compressão.

Segundo Çengel e Boles (2006), em geral os motores de dois tempos são menos eficientes do que seus equivalentes de quatro tempos, por causa da expulsão incompleta dos gases de exaustão. Entretanto, possuem geralmente melhor relação potência/peso e potência-volume, o que os tornam mais adequados para aplicações que exigem tamanho pequeno e pouco peso como motocicletas, motosserras e cortadores de grama.

O autor também complementa afirmando que alguns avanços tecnológicos, como injeção direta de combustível, combustão estratificada e controles elétricos, proporcionaram um interesse renovado em motores de dois tempos capazes de oferecer alto desempenho e economia de combustível, podendo atender a regulamentações rígidas com relação às emissões.

Uma análise termodinâmica dos ciclos de quatro ou dois tempos reais podem ser simplificadas se as hipóteses do padrão ar forem utilizadas. O ciclo resultante, que mantém características muito similares às condições de operação reais, é o ciclo Otto ideal. Ele consiste de quatro processos internamente reversíveis:

- 1-2 Compressão isoentrópica;
- 2-3 Fornecimento de calor a volume constante;
- 3-4 Expansão isoentrópica;

- 4-1 Rejeição de calor a volume constante.

A execução do ciclo Otto em um arranjo pistão-cilindro juntamente com um diagrama P-v pode ser representado conforme a figura A.2:

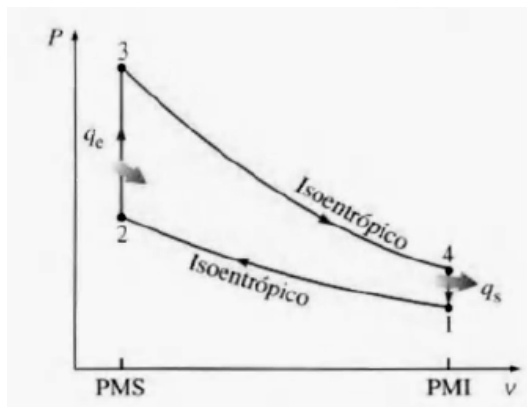


FIGURA A.2 – Diagrama do ciclo Otto ideal dos motores de ignição por centelha (ÇENGEL e BOLES, 2006).

A representação do ciclo Otto também pode ser apresentada através do diagrama T-s, conforme a figura A.3:

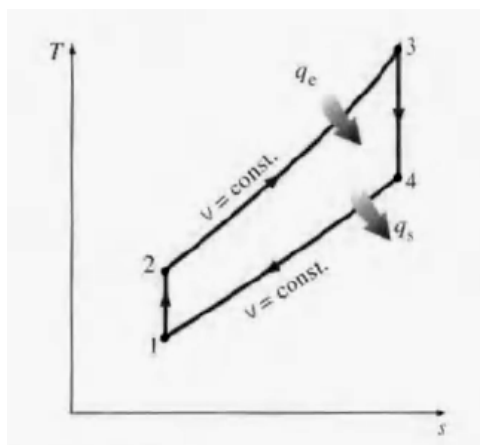


Figura A.3 – Diagrama T-s do ciclo Otto ideal (ÇENGEL e BOLES, 2006).

Uma representação esquemática de cada tempo, bem como um diagrama P-v de um motor de ignição por centelha de quatro tempos real, é apresentado na figura A.4.

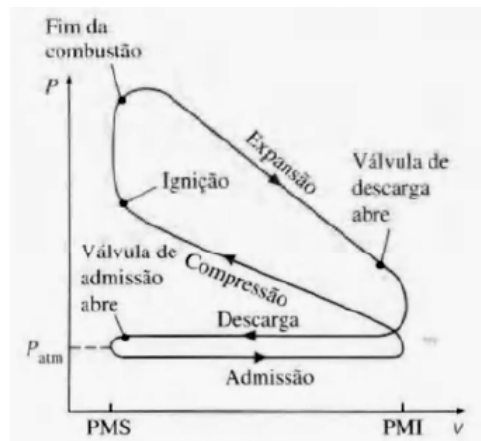


Figura A.4 – Diagrama P - v do ciclo Otto ideal (ÇENGEL e BOLES, 2006).

Considerando-se um sistema fechado e, desprezando-se as variações de energias cinética e potencial, o balanço de energia dos processos é expresso conforme a equação A2_1:

$$(q_e - q_s) + (w_e - w_s) = \Delta u \quad (\text{A2}_1)$$

Onde,

Δu é a variação da energia interna,

q_e e q_s representam o calor transferido para o sistema e do sistema, respectivamente,

w_e e w_s representam o trabalho realizado no sistema e pelo sistema, respectivamente.

De acordo com Çengel e Boles (2006), os dois processos de transferência de calor não envolvem trabalho, uma vez que ambos ocorrem a volume constante. Assim, a transferência de calor de e para o fluido de trabalho pode ser expressa como,

$$q_e = u_3 - u_2 = c_v(T_3 - T_2) \quad (\text{A2}_2)$$

e,

$$q_s = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) \quad (\text{A2}_3)$$

Onde, T_1 , T_2 , T_3 e T_4 correspondem às temperaturas em cada ponto do processo.

Assim, a eficiência térmica do ciclo Otto ($\eta_{t,Otto}$) ideal sob as hipóteses do padrão a ar frio, torna-se,

$$\eta_{t,Otto} = \frac{w_{liq}}{q_e} = 1 - \frac{q_s}{q_e} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_1(T_4/T_1 - 1)}{T_2(T_3/T_2 - 1)} \quad (A2_4)$$

Sendo os processos 1-2 e 3-4 isoentrópicos e os volumes $v_2=v_3$ e $v_4=v_1$,

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \left(\frac{v_3}{v_4}\right)^{k-1} = \frac{T_4}{T_3} \quad (A2_5)$$

Realizando-se as substituições e aplicando-se essas quantidades na relação da eficiência térmica, obtém-se a equação abaixo:

$$\eta_{t,Otto} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \quad (A2_6)$$

Onde,

$$r = \frac{V_{máx}}{V_{mín}} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad (A2_7)$$

O termo r representa a razão de compressão e k , é a razão dos calores específicos c_p/c_v .

Através das relações acima apresentadas, pode-se observar que a eficiência térmica de um ciclo Otto ideal depende da razão de compressão do motor e da razão dos calores específicos do fluido de trabalho. A eficiência térmica do ciclo Otto ideal aumenta com a razão de compressão e com a razão dos calores específicos. Isso também

vale para motores de combustão interna com ignição por centelha reais (ÇENGEL e BOLES, 2006).

Moran e Shapiro (2002) explicam que a possibilidade de ocorrerem fenômenos como “detonações” e ou auto-ignição, estabelece um limite superior para MCE de ignição por centelha.

Ciclos com Melhor Aproveitamento da Expansão

Sendo a máxima eficiência possível de máquinas térmicas a eficiência segundo Carnot, a comparação entre a eficiência de motores de combustão interna ainda pode ser discutida segundo outros ciclos.

Parte da energia disponível nos gases no processo de exaustão é dissipada no processo de exaustão dos gases em alguns ciclos reais. Hou (2006) cita que para um motor ciclo Otto de quatro tempos convencional, no processo de expansão, a pressão dos gases dentro do cilindro é ainda cerca de 3 a 5 vezes a pressão atmosférica e muito maior do que a pressão na saída da exaustão. Dessa forma, existe um potencial de trabalho que não é aproveitado no tempo de exaustão quando a válvula de escapamento se abre e a pressão é reduzida. Segundo Heywood (1988), esse aproveitamento adicional do processo de expansão poderia aumentar o trabalho indicado por ciclo. A figura A.5 mostra que o processo de expansão poderia continuar além do ponto 4' (que ocorre na maioria dos motores convencionais) até o ponto 4.

Esse seria o tempo de exaustão com sobre-expansão, ciclo 4-5-6. A área 1-4'-4-5-1 seria adicionada nas mesmas condições do motor. Dessa forma, existe o aumento da eficiência do motor.

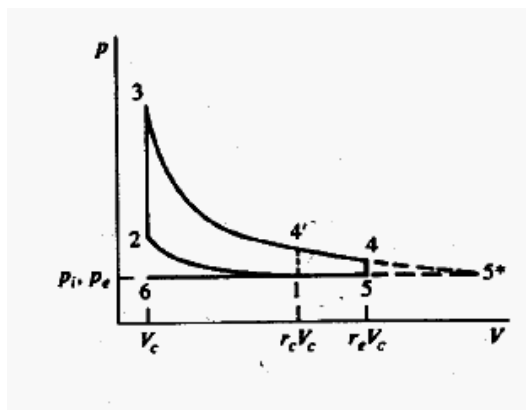


Figura A.5 – Ciclos com aumento do tempo de expansão (HEYWOOD, 1988).

A expansão completa dentro do cilindro, até o ponto 5* é chamada de ciclo Atkinson (HEYWOOD, 1988).

Muitas vezes pode se conseguir o curso do pistão no tempo de exaustão maior do que o curso no processo de compressão. Isso pode ser realizado através de dispositivos mecânicos no motor, aumentando-se ainda mais a eficiência (HOU, 2006). Heywood (1988) complementa que alguns mecanismos na árvore de manivela e nas válvulas do motor também foram propostos com essa finalidade.

A seleção dos tempos de abertura das válvulas de escapamento e exaustão exerce influência na eficiência e desempenho dos motores. De acordo com Heisler (1995), a rejeição antecipada dos gases de exaustão tem a finalidade de retirar os gases queimados de forma que o trabalho negativo de expulsão dos gases seja minimizado. Segundo o autor esse método não é considerado uma grande perda, desde que, nessa situação, a válvula abre numa condição em que a velocidade do pistão é minimizada e a árvore de manivelas está em uma região angular de baixa eficiência.

Nos modernos motores de combustão interna, onde é buscada a maior eficiência e menores emissões de gases poluentes, observam-se sistemas com variações dos tempos de abertura tanto das válvulas de admissão e escapamento e, conseqüentemente, em variações nos tempos de cruzamentos das aberturas das válvulas.

APENDICE III - A Viabilidade da Utilização de Cada um dos Combustíveis em Motores Ciclo Otto

Um veículo que utiliza um motor “flexível” tem a característica de poder ser utilizado com diferentes combustíveis. Em se tratando de comparação do combustível mais viável, os principais itens a serem avaliados são o custo unitário, o desempenho e a autonomia que cada um dos combustíveis proporciona.

Numa comparação mais abrangente, outros fatores também deveriam ser considerados, como o combustível mais ambientalmente correto, ou seja, menos poluente e que proporcione a melhor eficiência. Nesse contexto, a fonte de origem do combustível também é importante, pois combustíveis de origem de biomassa são considerados renováveis, enquanto combustíveis de origem fóssil são considerados limitados.

Outra consideração de combustíveis da biomassa é com relação à absorção de CO₂ pelas plantações dos vegetais que dão origem aos combustíveis. Em Soto (2006), foi apresentado um estudo mostrando que, considerando as emissões de CO₂ absorvidas pelas plantações de cana de açúcar e as emitidas pelos MCI na queima com o álcool, o balanço de emissões de CO₂ chegaria a ser negativo.

Na escolha do combustível a ser utilizado, a grande maioria dos usuários de veículos opta pelo combustível que ofereça a melhor relação de custo. No entanto o comportamento dos preços pode variar devido a questões governamentais, políticas ou econômicas. Na figura abaixo pode se observar o comportamento dos preços do álcool, gás natural, gasolina e do óleo Diesel ao longo de alguns anos no Brasil.

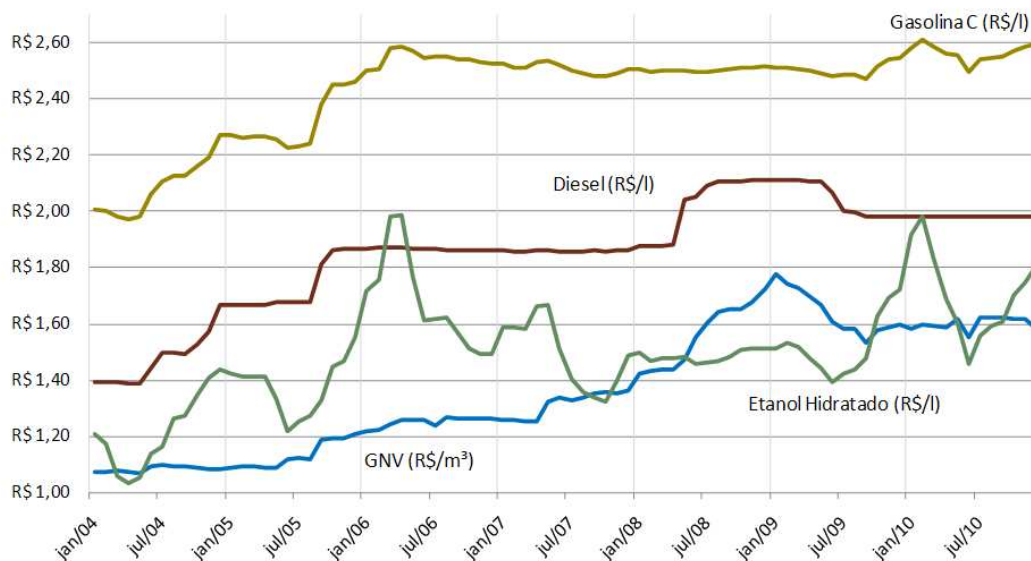


Figura AIII – Preço médio dos principais combustíveis no Brasil (ANP, 2011).

Para uma análise comparativa entre o combustível mais viável economicamente, deve-se avaliar o custo da utilização de cada combustível. Uma fórmula simples de se verificar é fazendo o cálculo entre qual a quilometragem que cada combustível proporciona por litro consumido, no caso dos combustíveis líquidos, ou por metro cúbico consumido, no caso do gás natural veicular (equação AIII_1).

$$Custo (R\$/km) = \frac{Preço(R\$/Litro)}{Quilometragem Percorrida(km) / Litro}$$

(AIII_1)

Onde,

O custo de cada combustível é dado em unidades de custo por quilômetro percorrido;

O preço é dado em relação ao custo por cada litro de combustível;

A quilometragem é dada pela quilometragem percorrida a cada litro de combustível.

Dessa forma, se um veículo percorrer uma distância de 12 km utilizando um litro de gasolina, e, sendo o custo hipotético da gasolina de R\$2,60 por litro, utiliza-se a equação AIII_2 abaixo:

$$\text{Custo em reais por quilômetro rodado} = \frac{R\$2,60}{12(km)} = 0,217 \quad (\text{AIII}_2)$$

Se for agora considerado que o mesmo veículo percorra 8,5 km com 1 litro de álcool hidratado, a um custo de R\$2,00 por litro, utilizando-se a equação AIII_3:

$$\text{Custo em reais por quilômetro rodado} = \frac{R\$2,00}{8,5km} = 0,235. \quad (\text{AIII}_3)$$

Nessa comparação, foi vantajosa a utilização da gasolina, onde o custo foi de R\$0,217 por quilômetro percorrido, contra R\$0,235 por quilômetro rodado com o álcool. Porém se o preço do álcool estivesse com valor de até 70% do preço da gasolina, ou seja, igual ou inferior a R\$1,82, o resultado seria vantajoso para a utilização do álcool combustível (equação AIII_4):

$$\text{Custo em reais por quilômetro rodado} = \frac{R\$1,82}{8,5km} = 0,214. \quad (\text{AIII}_4)$$

Essa metodologia apresentada permite uma boa comparação entre os combustíveis quando aplicada aos usuários de veículos no dia a dia. Porém, prováveis erros podem estar implícitos no sistema, tais como: diferenças nos níveis de combustível acrescentados a cada enchimento do tanque de combustível, diferença na especificação ou qualidade de cada combustível e tipo de dirigibilidade de cada condutor a cada percurso percorrido.

Portanto, uma análise comparativa mais objetiva deve conter dados de forma que os erros sejam minimizados. Os testes realizados em dinamômetros de motores oferecem boas condições para a realização desses ensaios, onde os combustíveis ensaiados são especificados, o consumo de combustível é medido em equipamento adequado e as condições comparativas do motor são caracterizadas para a comparação de cada um dos combustíveis.

De acordo com Heywood (1988), em ensaios de motor o consumo de combustível deve ser medido em fluxo mássico por unidade de tempo. Outro parâmetro muito utilizado é o consumo específico de combustível (do inglês: *specific fuel consumption - sfc*), que representa o fluxo de combustível por unidade de potência de saída.

A escolha pelo combustível mais viável pode também depender do objetivo da utilização do motor. Caso seja proporcionar a maior potência ao motor, como em veículos de corrida, a melhor escolha seria pelo combustível que propiciasse essa finalidade. Nesse caso, conforme o item 2.3.3.1, os estudos têm mostrado que o álcool apresenta vantagens em relação à gasolina. Já no caso de se requerer a maior autonomia do veículo, adotar-se-ia o combustível que proporcionasse o menor consumo de combustível, ou seja, com um mesmo tanque de combustível, o veículo percorresse a maior distância. Nesse caso, devido à maior relação estequiométrica da gasolina em relação ao álcool, adotar-se-ia a gasolina ao invés do álcool.