



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

EDUARDO LUÍS PINTO SANTANA

ESTUDO COMPARATIVO DE DESEMPENHO E EMISSÕES
PARA VEÍCULO MULTICOMBUSTÍVEL NO BRASIL

Salvador/2015

EDUARDO LUÍS PINTO SANTANA

**ESTUDO COMPARATIVO DE DESEMPENHO E EMISSÕES
PARA VEÍCULO MULTICOMBUSTÍVEL NO BRASIL**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Industrial da Universidade Federal da Bahia (PEI/UFBA), como parte dos requisitos para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Industrial.

Orientador: Prof. Dr. Ednildo Andrade Torres.

Coorientador: Prof. Dr. Júlio A. M. da Silva.

Salvador/2015

S232 Santana, Eduardo Luís Pinto

Estudo comparativo de desempenho e emissões para veículo multicomcombustível no Brasil / Eduardo Luís Pinto Santana – Salvador, 2015.

126 f.: il. color.

Orientador: Prof. Dr. Ednildo Andrade Torres.

Coorientador: Prof. Dr. Júlio A. M. da Silva.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal da Bahia. Escola Politécnica, 2015.

1. Automóveis – Brasil. 2. Motores de combustão interna – Eficiência energética. 3. Gás como combustível. 4. Álcool como combustível. I. Torres, Ednildo Andrade. II. Silva, Júlio A. M. da. III. Universidade Federal da Bahia. IV. Título.

CDU 629.113(81)

ESTUDO COMPARATIVO DE DESEMPENHO E EMISSÕES PARA VEÍCULO MULTICOMBUSTÍVEL NO BRASIL

EDUARDO LUÍS PINTO SANTANA

Tese submetida ao corpo docente do programa de pós-graduação em Engenharia Industrial da Universidade Federal da Bahia como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de mestre em Engenharia Industrial.

Examinado por:

Ednildo Andrade Torres – Orientador

Doutor em Engenharia Mecânica pela Universidade Estadual de Campinas, Brasil

Universidade Federal da Bahia – UFBA – Escola Politécnica

Júlio A. M. da Silva – Coorientador

Doutor em Engenharia Mecânica pela Universidade Estadual de São Paulo, Brasil

Universidade Federal da Bahia – UFBA – Escola Politécnica

Carlos A. Cabral dos Santos – Membro externo

Doutor em Eng. Aeronáutica e Mecânica pelo Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Brasil

Universidade Federal da Paraíba

Vitor Pinheiro Ferreira – Membro externo

Doutor em Energia e Meio Ambiente pela Universidade Federal da Bahia, Brasil

Universidade Federal do Recôncavo da Bahia

Salvador/BA - Brasil

Agosto/2015

Dedicatória

À minha família, pelos momentos privados, que espero recompensá-los!

Agradecimentos

Agradecimento ao meu orientador, Professor Dr. Ednildo A. Torres, pela confiança empenhada, demonstrada por toda a parcimônia na espera por resultados e produtos do trabalho, que tardaram, mas providencialmente aconteceram.

Agradecimento a meu coorientador, Professor Dr. Júlio A. M. Silva, por toda a solicitude e meticulosidade, que contribuíram em muito ao desenvolvimento deste trabalho, além, principalmente, por todo o incentivo que motivou a conclusão do mesmo.

Agradeço a toda minha família pela carga carregada ao longo da jornada e pelos instantes imperativos de abnegação vivenciados.

Agradecimento ao meu irmão, Professor Dr. Edson Pinto Santana, pelo apoio e pelas contribuições, suscitadas pela maior experiência acadêmica.

Agradecimento especial a meu Tio e Padrinho Luiz Trindade Pinto, que possibilitou o alcance de degraus mais altos.

Agradecimento aos bolsistas do LEN, Guilherme, Kelvin, Rafael, por todo o apoio dispendido ao trabalho, além do convívio enriquecedor no Laboratório de Motores. Também ao amigo Fabrizzio, pela enriquecedora troca de experiências acerca do assunto.

Agradecimento aos colegas professores do IFBA que auxiliaram de forma altruísta, sempre quando solicitados, Eduardo Barata e Elvio Prado.

Agradecimento ao Coordenador do RECOGÁS, Professor Dr. Cabral, que possibilitou, por meio do Projeto RECOGÁS 4, o desenvolvimento do trabalho.

Agradeço a Deus, por iluminar o caminho e me permitir manter o espírito necessário para vencer mais esta etapa.

Resumo

Veículos automotores constituem mundialmente a maior fonte poluidora do ar nas grandes regiões urbanas, respondendo por cerca de um quinto das emissões antropogênicas de CO₂. Concomitantemente, o modal rodoviário responde por mais de um quarto de toda energia final consumida. Este cenário motiva o estudo comparativo para um veículo leve multicomcombustível, nacional, equipado com motor de combustão interna (MCI) de ignição por centelha, propelido à combustíveis líquidos e gasoso, mantendo-se suas características originais de fábrica. São analisados aspectos como desempenho, eficiência, consumo e emissões veiculares, comparativamente para cada tipo de combustível utilizado: gasolina, álcool, misturas com diferentes proporções entre gasolina e álcool e gás natural. A metodologia empregada consiste em ensaios experimentais do veículo em um sistema preparado com um dinamômetro de chassi, que possibilita a obtenção dos dados utilizados na modelagem matemática. A abordagem remete à aplicação de conceitos termodinâmicos em processos nos quais propriedades químicas e características de combustão, para os diferentes combustíveis utilizados, interagem com características de projeto do motor de combustão interna, em diferentes condições de operação às quais o mesmo é submetido, apresentando diferentes índices aos parâmetros de análise estudados. Análises realizadas compõem taxas de eficiências energética e exergética, curvas de desempenho com medições de torque e potência e taxa de emissões de poluentes para cada combustível, conduzindo à análise de viabilidade dos combustíveis analisados, conforme características de projeto e condições operacionais do motor avaliado. Resultados demonstram as viabilidades técnicas, ambientais e econômicas dos combustíveis alternativos etanol e gás natural comprimido (GNC), comercializados em escala comercial no Brasil. Indicam que a consolidação da expansão do uso desses combustíveis passa necessariamente pelo alinhamento das características do MCI de veículos multicomcombustíveis utilizados no Brasil às respectivas propriedades desses combustíveis.

Palavras chaves: eficiência, emissões, combustível, motores de combustão interna, gás natural

Abstract

Automotive vehicles are the world's largest source of air pollution in dense urban areas, accounting for about a fifth of anthropogenic emissions of CO₂. Concomitantly, the road transportation accounts for over a quarter of all final energy consumption. This scenery motivates the study of a national passenger car equipped with a spark-ignition (SI) engine, multi-fuel, propelled the liquid and gaseous fuels, in its original configuration. This work compares parameters such as performance, efficiency, fuel consumption and exhaust emissions for different fuel types: gasoline, alcohol, mixed gasoline/ethanol and compressed natural gas (CNG). The applied methodology consists of experimental testing of the vehicle in a system prepared with a chassis dynamometer that enable the collection of data used in mathematical modeling. This approach applies thermodynamic concepts to processes in which chemical properties and combustion characteristics for different types of fuel used interact with design features of SI engine at different operating conditions, showing different values to the parameters of the work performed by the SI engine. The performed analysis results in exergy and energy efficiency rates, performance curves including measurements of torque and power and pollutant emissions rates for each fuel, and leading to the choice of the most appropriate fuel considering the evaluated parameters and operational conditions. Results demonstrate the technical, environmental and economic feasibility of alternative fuels ethanol and CNG, marketed in Brazil. Indicate that the expansion of the use of these fuels necessarily involves alignment of SI engine multi-fuel vehicles used in Brazil characteristics to the respective properties of these fuels.

Keywords: efficiency, emissions, fuel, SI engines, CNG

Lista de figuras

Figura 3.1	– Lógica de operação módulo de gerenciamento Grand Siena Tetra Fuel.....	58
Figura 3.2	– Sistema de Medição – Lab. Antônio Valente Escola Politécnica – UFBA.....	60
Figura 3.3	– Fluxograma do sistema de medição.....	61
Figura 3.4	– Princípio de funcionamento dinamômetro de correntes de Foucault.....	61
Figura 3.5	– Medidor de consumo CAS-1000.....	63
Figura 3.6	– Optima 7 Gaz Analyzer.....	63
Figura 3.7	– Localização dos componentes do sistema GNV.....	65
Figura 3.8	– Perspectiva dos componentes do sistema GNV.....	65
Figura 4.1	– Rampa de desempenho do Grand Siena para diferentes combustíveis	77
Figura 4.2	– Desempenho para diferentes combustíveis nas rotações dos ensaios.....	78
Figura 4.3	– Eficiência volumétrica do Grand Siena para os diferentes combustíveis.....	79
Figura 4.4	– Relação entre desempenho e eficiência volumétrica para o GNC.....	81
Figura 4.5	– Consumo do Grand Siena para os diferentes combustíveis.....	83
Figura 4.6	– Consumo específico do Grand Siena para os diferentes combustíveis.....	83
Figura 4.7	– Consumo do Grand Siena para diferentes relações de transmissão.....	85
Figura 4.8	– Consumo específico do Grand Siena para diferentes relações de transmissão.....	85
Figura 4.9	– Viabilidade econômica dos combustíveis comparada ao E25.....	86
Figura 4.10	– Viabilidade econômica dos combustíveis comparada ao E25 para diferentes relações de transmissão.....	86
Figura 4.11	– Eficiência energética do Grand Siena em carga máxima.....	89
Figura 4.12	– Eficiência energética do Grand Siena em carga parcial.....	90
Figura 4.13	– Eficiência exergética do Grand Siena em carga máxima.....	92
Figura 4.14	– Eficiência exergética do Grand Siena em carga parcial.....	92
Figura 4.15	– Distribuição das exergias para o volume de controle MCI em carga máxima.....	95
Figura 4.16	– Proporção das exergias para o volume de controle MCI em carga máxima.....	95
Figura 4.17	– Distribuição das exergias para o volume de controle MCI em carga parcial.....	96
Figura 4.18	– Proporção das exergias para o volume de controle MCI em carga parcial.....	96

Figura 4.19	– Diagrama de Grassmann para volume de controle MCI em carga máxima à 2500 rpm (4ª marcha).....	98
Figura 4.20	– Diagrama de Grassmann para o volume de controle MCI em carga parcial à 2500 rpm (4ª marcha).....	98
Figura 4.21	– Emissões do Grand Siena em carga máxima para diferentes combustíveis....	100
Figura 4.22	– Emissões do Grand Siena em carga parcial para diferentes combustíveis....	100
Figura 4.23	– Temperaturas dos gases exaustos para diferentes combustíveis.....	100
Figura 4.24	– Emissões de CO ₂ por energia gerada no MCI.....	101
Figura 4.25	– Emissões de NO _x do Grand Siena em carga máxima.....	102
Figura 4.26	– Emissões de NO _x do Grand Siena em carga parcial.....	102
Figura A.1	– Motor de combustão interna.....	117
Figura A.2	– Rendimento Otto.....	123
Figura A.3	– Potencial melhoria.....	123

Lista de quadros

Quadro 3.1 – Configuração do veículo Fiat modelo Grand Siena Tetra Fuel.....	64
Quadro 3.2 – Exemplo de memorial de cálculo para especificações dos combustíveis.....	68

Lista de tabelas

Tabela 2.1	– Propriedade dos combustíveis.....	23
Tabela 3.1.	– Dados operacionais do motor - Grand Siena Tetra Fuel.....	56
Tabela 3.2	– Velocidade para troca de marchas Grand Siena Tetra Fuel.....	58
Tabela 3.3	– Configurações do dinamômetro de chassi modelo FLA 203 da Bosch.	62
Tabela 3.4	– Faixa de medição e incerteza do Optima 7 para condições do ensaio.....	63
Tabela 3.5	– Especificações dos combustíveis líquidos utilizados nos ensaios.....	67
Tabela 3.6	– Composição do GNC utilizado nos ensaios.....	68
Tabela 3.7	– Especificações GNC utilizado nos ensaios.....	69
Tabela 3.8	– Parâmetros estequiométricos calculados para os combustíveis utilizados.....	71
Tabela 3.9	– Valores do fator β para determinação das exergias dos combustíveis.....	74

Listas de siglas e abreviaturas

AEAC –	Álcool Etílico Anidro Combustível
AEHC –	Álcool Etílico Hidratado Combustível
COVs –	Compostos Orgânicos Voláteis
CVT –	transmissão continuamente variável (do inglês: <i>Continuously Variable Transmission</i>)
DFSI –	injeção direta multicombustível com dupla injeção (do inglês: <i>Dual Fuel Spark Ignition</i>)
E25 –	gasolina comum
E50 –	mistura combustível (percentual de 50% de gasolina pura Tipo A e 50% de AEAC)
E75 –	mistura combustível (percentual de 25% de gasolina pura Tipo A e 75% de AEAC)
EGR –	recirculação dos gases de escape (do inglês: <i>Exhaust Gas Recirculation</i>)
GNA –	Gás Natural Adsorvido
GNC –	Gás Natural Comprimido
GNV –	Gás Natural Veicular
HC –	hidrocarbonetos não queimados
IAD –	Índice Antidetonante
MBT –	ângulo de avanço para o ponto ótimo de maior torque (do inglês: <i>Minimum Advance for Best Torque</i>)
MON –	método de determinação de octanagem MON (do inglês: <i>Motor Octane Number</i>)
PBEV –	Programa Brasileiro de Etiquetagem Veicular
PCI –	Poder Calorífico Inferior
PIB –	Produto Interno Bruto
RON –	método de determinação de octanagem RON (do inglês: <i>Research Octane Number</i>)
SUV –	veículo utilitário esportivo (do inglês: <i>Sport Utility Vehicles</i>)
VCR –	taxa de compressão variável (do inglês: <i>Variable Compression Rate</i>)
WOT –	condição de borboleta totalmente aberta (do inglês: <i>Wide Open Throttle</i>)

Lista de símbolos

\dot{E}_{arref} –	taxa de exergia do fluido de arrefecimento
\dot{E}_d –	taxa de destruição de exergia
\dot{E}_f –	taxa de exergia do combustível
\dot{E}_g –	taxa de exergia dos gases exaustos
\dot{E}_{ind} –	taxa de exergia indeterminada
$\dot{E}_{óleo}$ –	taxa de exergia do óleo lubrificante
\dot{Q}_{arref} –	fluxo de calor do fluido de arrefecimento
\dot{Q}_g –	fluxo de calor dos gases exaustos
\dot{Q}_{ind} –	fluxo de calor indeterminado
\dot{Q}_j –	taxa temporal de transferência de calor na região de contorno
\dot{Q}_{sup} –	fluxo de calor por radiação através das superfícies do motor
\dot{W}_d –	potência dissipada
\dot{W}_e –	potência efetiva
\dot{W}_{vc} –	taxa temporal de transferência de trabalho (excluso trabalho de fluxo)
\dot{m}_{ar} –	vazão mássica de ar
\dot{m}_e –	vazão mássica de entrada
\dot{m}_f –	vazão mássica do combustível
\dot{m}_s –	vazão mássica de saída
PCI_{est} –	poder calorífico inferior estequiométrico
P_{CO_2} –	proporção de CO_2 em relação ao volume total dos gases exaustos
P_{N_2} –	proporção de N_2 em relação ao volume total dos gases exaustos
P_{O_2} –	proporção de O_2 em relação ao volume total dos gases exaustos
P_{CO} –	proporção de CO em relação ao volume total dos gases exaustos
T_0 –	temperatura ambiente de referência
T_j –	temperatura na região de contorno
V_{H_2O} –	volume de H_2O
V_{N_2} –	volume de N_2
V_{O_2} –	volume de O_2
V_{CO_2} –	volume de CO_2

V_{CO} –	volume de CO
V_g –	volume total dos gases exaustos
e_{fe} –	exergia de fluxo específica de entrada
e_{fs} –	exergia de fluxo específica de saída
A/F –	relação ar-combustível
A/F_{est} –	relação ar-combustível estequiométrica
a_a –	fator de correção da potência efetiva
C_m –	carga máxima
c_p –	calor específico a pressão constante
C_p –	carga parcial
C_s –	consumo específico
C_{sE25}/C_s –	relação entre consumo específico do combustível e da gasolina comum
c_v –	calor específico a volume constante
e_v –	eficiência volumétrica
H/C –	relação hidrogênio carbono
N –	velocidade de rotação
p_d –	pressão atmosférica ambiente seca
p_{me} –	pressão média efetiva
p_N –	pressão nas condições normais de temperatura e pressão
Q_a –	calor aproveitado
Q_c –	calor da combustão
T_0 –	temperatura ambiente
$T_{adiabática\ chama}$ –	temperatura adiabática de chama
T_d –	temperatura ambiente de referência
$T_{ebulição}$ –	temperatura de ebulição
T_g –	temperatura dos gases exaustos
$T_{ignição}$ –	temperatura de ignição
T_j –	temperatura na região de contorno;
TC –	taxa de compressão
TM –	número de tempos do ciclo motor
T_N –	temperatura nas condições normais de temperatura e pressão
V_{cc} –	volume da câmara de combustão
V_v –	volume varrido pelo pistão

W_t	–	trabalho teórico
β	–	fator da exergia do combustível
γ	–	razão entre calores específicos à pressão constante e a volume constante
ε	–	eficiência exergética
η_c	–	eficiência de combustão
η_i	–	eficiência indicada
η_M	–	eficiência mecânica
η_T	–	eficiência térmica
η_t	–	rendimento teórico
θ	–	fator de conversão ($1/2\pi$)
λ	–	excesso de ar
ρ	–	densidade
ρ_{ar}	–	densidade do ar nas condições normais de temperatura e pressão
O_2	–	oxigênio
N_2	–	nitrogênio
H_2	–	hidrogênio
CO	–	monóxido de carbono
CO_2	–	dióxido de carbono
NO	–	monóxido de nitrogênio
NO_2	–	dióxido de nitrogênio
NO_x	–	óxidos de nitrogênio
SO_2	–	dióxido de enxofre
H_2S	–	gás sulfídrico

Sumário

1. Introdução.....	18
2. Revisão de literatura.....	21
2.1 Propriedades e caracterização dos combustíveis.....	21
2.1.1 Emissões associadas aos combustíveis.....	26
2.1.2 Gasolina comum.....	28
2.1.3 Etanol.....	29
2.1.4 Gás natural comprimido (GNC).....	30
2.2 Panorama de desenvolvimento do MCI.....	32
2.2.1 Estudos comparativos de parâmetros característicos do MCI.....	34
2.2.2 Balanços internos do MCI.....	38
2.2.3 Estratégias de otimização do uso dos combustíveis alternativos no MCI.....	42
2.2.3.1 Sobrealimentação.....	44
2.2.3.2 Injeção direta.....	46
2.2.3.3 Taxa de compressão variável – <i>VCR (Variable Compression Rate)</i>	47
2.2.3.4 Sistema de comando de válvulas variável.....	49
2.2.3.5 Sistema de desativação de cilindros (curso total variável).....	50
2.2.3.6 Combinação da aplicação das estratégias tecnológicas.....	50
3. Metodologia.....	52
3.1 Planejamento do experimento.....	53
3.1.1 Normas aplicáveis.....	53
3.1.2 Condições dos ensaios.....	54
3.1.3 Definição dos ensaios.....	55
3.2 Estrutura física.....	60
3.2.1 Sistema de medição.....	60
3.2.2 Procedimentos de segurança.....	63
3.2.3 Preparação do veículo.....	64
3.2.4 Seleção e preparação de combustíveis.....	66
3.3 Modelagem matemática.....	69
3.3.1 Parâmetros estequiométricas dos combustíveis.....	69
3.3.2 Balanço de energia.....	72
3.3.3 Balanço de exergia.....	73

3.4 Incerteza da medição.....	75
4. Análise e discussão dos resultados.....	76
4.1 Análise de desempenho.....	76
4.2 Análise de consumo.....	82
4.3 Análise de eficiências.....	88
4.3.1 Análise energética.....	88
4.3.2 Análise exergética.....	91
4.4 Análise de emissões.....	98
5. Conclusões e sugestões de trabalhos futuros.....	103
Referências bibliográficas.....	106
Apêndice.....	117

1. Introdução

Mobilidade representa papel fundamental nas sociedades. Estudos apontam estreita associação entre o seu desempenho e o desenvolvimento socioeconômico, embasados em uma relação entre o volume de deslocamentos motorizados e índices de crescimento, como renda *per-capta* e Produto Interno Bruto (PIB) de um país [SCHAFER, 2000, apud BORBA, 2008]. O modal rodoviário, através de veículos automotores, é o principal responsável pelo volume deslocado no mundo e os motores de combustão interna (MCI) são os elementos de propulsão de quase totalidade destes veículos. No Brasil, 96,2% do transporte de pessoas e 61,8% do transporte das cargas é realizado através do modal rodoviário [CNT, 2006].

Sob outra análise, a acelerada degradação ambiental devido à queima de combustíveis e consequentes emissões de poluentes causam, desde danos locais, como à qualidade do ar em cidades, comprometendo a saúde das pessoas, até danos em escala mundial, como o efeito estufa excessivo, que tem como consequência o aumento do aquecimento global. Sustentabilidade e eficiência energética tornam-se anseios latentes do tempo presente, e a busca destas questões torna-se imperativa em praticamente qualquer âmbito que permeia a atuação do homem, no intuito de necessariamente redirecionar sua relação com o meio em que vive.

O setor de transporte respondia já em 2004 por mais de 20% das emissões antropogênicas de CO₂ e o modal rodoviário é o principal responsável por estas emissões, cerca de 75% [IPCC, 2006]. Concomitantemente, a participação do setor no consumo final de energia subiu de 23% em 1990 para 26% em 2004 [IEA, 2006]. No Brasil, o setor de transportes cresceu 6,6% entre 2010 e 2011. É responsável por 30,1% de toda a energia final consumida [EPE, 2012]. Veículos automotores representam atualmente o consumo de mais de 50000 toneladas equivalente de petróleo ao ano (tep/ano), cerca de 84% da energia equivalente consumida pelo setor. Os veículos leves, dotados de MCI de ignição por centelha, cujo comportamento termodinâmico é aproximado pelo ciclo Otto, são responsáveis por mais de 30000 tep/ano, representando cerca de 60% do consumo dos veículos automotores [ECEN, 2002]. O Setor de Transporte também representa 192 MtCO₂, cerca de 48,2% da emissão de poluentes [EPE, 2012].

Vivencia-se intenso desenvolvimento tecnológico e aflora a busca por alternativas que substituam o MCI enquanto meio de propulsão de veículos. Apesar disso, devido à sua

versatilidade, conferida principalmente a aplicações em veículos de pequeno porte, em virtude de características como tamanho reduzido, alta autonomia, partida rápida e baixa influência das condições externas em sua operação, o seu uso, ao menos em médio prazo, perdurará.

Considerando ainda a taxa de saturação, relação habitante/veículo (razão entre o número de habitantes e de veículos), verificada em países desenvolvidos com diferentes culturas, como Estados Unidos (1,3), Alemanha (1,8), Japão (1,8) e Itália (1,7) [ANFAVEA, 2006], além também da ampliação do acesso ao consumo observado para uma grande parcela da população mundial, notadamente em países de economia emergente, populosos e com dimensões continentais, o Brasil apresenta ainda um alto índice de crescimento da frota de veículos automotores, com relação habitante/veículo em torno de 8,4 em 2006 [ANFAVEA, 2006] e 5,9 já em 2010 [SINDIPEÇAS, 2011].

Embora constantes desenvolvimentos tecnológicos, muitos já consolidados e aplicados a MCI, propiciarem relevante evolução a aspectos técnicos, como eficiências, potência específica, redução de consumo específico de combustível e redução de emissões veiculares, a crescente frota mundial de veículos tende a minimizar a efetividade dos avanços obtidos. Exige índices ainda mais rigorosos para os quesitos eficiência e redução de emissões veiculares. A eficiência térmica dos MCI, que já foi menor que 10% no início da sua utilização, chega a alcançar 50% nos dias de hoje. Já a emissão de poluentes foi reduzida em mais de 100 vezes.

Considerando a lacuna ainda existente entre a eficiência térmica dos modernos MCI e a maior eficiência teórica possível, dada pelo ciclo de Carnot, há ainda reais perspectivas de evolução da eficiência destas máquinas térmicas. Motores mais eficientes tendem a consumir menos combustível. Menor consumo de combustível traduz-se em redução de emissões veiculares. Por outro lado, as tecnologias aplicadas aos modernos MCI possibilitam atualmente o uso de vários tipos de combustíveis. Combustíveis estes com características mais adequadas, alinhados com as expectativas atuais, que possibilitem um melhor aproveitamento em função das condições de projeto e de trabalho do MCI.

Estudos exergéticos apontam que os focos de desenvolvimento do MCI devem se concentrar no processo de combustão, no intento de incrementar a conversão da energia química em mecânica, e em sistemas auxiliares para aproveitamento da energia ainda contida nos gases

exaustos. Além destes, anseios sociais também priorizarão os desenvolvimentos da legislação e do controle das emissões, assim como o uso de combustíveis alternativos renováveis.

O objetivo geral do trabalho consiste em demonstrar as viabilidades técnica, econômica e ambiental dos combustíveis alternativos etanol e Gás Natural Combustível (GNC) e identificar fatores determinantes para consolidar a expansão da utilização dos mesmos, em substituição ao combustível de origem fóssil, gasolina. Espera-se, para tanto, investigar o comportamento dos parâmetros de análise do MCI de um veículo leve multicomcombustível de série fabricado no país, sob condições operacionais diversas e verificar a influência das propriedades dos combustíveis utilizados em seus parâmetros característicos de saída: desempenho, eficiências e emissões. Espera-se avaliar e definir os parâmetros de análise com maior influência sobre a escolha do combustível utilizado nos veículos multicomcombustíveis e propor alternativas técnicas para o desenvolvimento de um MCI com características mais alinhadas às propriedades dos combustíveis alternativos de vocação nacional. Espera-se, portanto, obter um estudo comparativo amplo, que possa contribuir para avanços e alterações estruturais em matrizes tecnológicas e de mercado que consolidem vantagens técnicas e econômicas à adoção dos combustíveis alternativos etanol e GNC, mais alinhados às expectativas sociais e ambientais atuais, quando comparados a combustíveis derivados do petróleo, de uso arraigado, como a gasolina. Como exemplo, o surgimento do MCI bicomcombustível (*flex-fuel*), que impulsionou o uso do etanol, configurou avanços tecnológicos relevantes, quando 86,4% dos veículos licenciados em 2010 possuíam esta tecnologia [SINDIPEÇAS, 2011]. Por outro lado, políticas para o desenvolvimento da produção e da logística do GNC agregaram muito à avanços nas suas oferta e distribuição.

Um capítulo deste trabalho consiste na revisão de literatura, que está dividida em dois principais tópicos. O primeiro trata das propriedades e caracterização dos combustíveis utilizados. O segundo revisa e avalia os trabalhos correlatos, apontando as lacunas ainda existentes, além também de explorar estratégias tecnológicas disponíveis, que podem ser aplicadas à otimização de um MCI para uso dos combustíveis alternativos. O segundo capítulo do trabalho descreve a metodologia aplicada, desde a definição e do planejamento do experimento até o estudo e do desenvolvimento dos modelos matemáticos. O terceiro capítulo do trabalho efetua a análise dos dados obtidos, em conformidade com os objetivos do trabalho. O quarto e último capítulo apresenta as conclusões alcançadas e as proposições de aprofundamento de estudos.

2. Revisão de Literatura

2.1 Propriedades e caracterização dos combustíveis

Os tipos de combustíveis alternativos para uma determinada tecnologia de MCI podem ser definidos a partir das seguintes tendências: álcoois de cadeia curta são utilizados como substitutos de gasolina; enquanto que ésteres de cadeia longa (biodiesel) são usados como substitutos do óleo diesel. Westbrook salienta que, mesmo o etanol de primeira geração e ésteres biocombustíveis, apresentam mais semelhanças aos combustíveis convencionais derivados de petróleo do que diferenças. Mas estas diferenças existentes, mesmo que pequenas, precisam ser entendidas, a fim de determinar os efeitos de diferentes misturas de combustível no desempenho do motor e assim identificar misturas combustíveis ideais [WESTBROOK, 2013, apud BERGTHORSON, 2015].

Mudanças na tecnologia dos motores de combustão interna, impulsionadas pela necessidade de aumentar a eficiência do MCI de ignição por centelha e reduzir fuligem e NO_x nos MCI diesel, além da demanda de energia para o transporte, impactarão profundamente sobre propriedades, especificações e produção dos combustíveis futuros. Combustão anormal, com detonação, se tornará mais provável em motores de ignição por centelha, que precisarão desenvolver menor suscetibilidade à detonação para alcançar maior eficiência. Por outro lado, combustíveis com maior resistência à detonação ganharão relevância [KALGHATGI, 2015]. Detonação em um MCI é uma condição desfavorável de funcionamento, que pode levar a danos significativos do motor. Ocorre quando bolsões de mistura ar-combustível não queimados inflamam-se, espontaneamente, antes de serem consumidos pela frente de chama, resultando em súbitos aumentos de pressão sobre no cilindro [BERGTHORSON, 2015].

Dois números padrões, que representam metodologias diferentes, são utilizados rotineiramente para especificar a resistência à detonação a partir do número de octanas do combustível e da condição operacional do MCI, *RON* (*Research Octane Number*) e *MON* (*Motor Octane Number*). *RON* é medido em velocidades de rotação e temperaturas do ar de admissão mais baixas do que *MON*. Este último é mais utilizado em condições de carga plena e, na prática, define atualmente qualidade de ignição para motores de aeronaves e de corrida. *RON*, por outro lado, parece ser um melhor indicador de qualidade de ignição para automóveis

modernos. Na Europa e no Japão, o combustível na bomba é indicado por seu *RON* (os valores típicos são 90 e 95 para o Japão e Europa, respectivamente), enquanto que na América do Norte uma média aritmética dos dois, denominada Índice Antidetonante (*IAD*), é apresentada (os valores típicos são 87-92) [WALLINGTON, 2006]. No Brasil também é adotado o *IAD*.

Além da resistência à detonação, um razoável número de características dos combustíveis influi na sua interação com as características dos projetos dos MCI atuais. A pressão de vapor, está associada tanto à necessidade de vaporização para um arranque rápido a frio, quanto à mitigação de emissões evaporativas em dias quentes e também às velocidades de resposta do MCI. O ponto de fulgor, representa a flamabilidade do combustível. Valores de ponto de fulgor muito baixos ou elevados não produzirão naturalmente misturas combustíveis, pois tornar-se-ão excessivamente ricas ou pobres [MARTINS, 2006]. O calor latente de vaporização, relativamente alto para os álcoois, a partir do efeito de arrefecimento repercute sensivelmente na densidade da mistura combustível de admissão e conseqüentemente na eficiência volumétrica, devidamente consubstanciada na fundamentação disposta no Apêndice I, que por sua vez, repercutirá no desempenho do MCI [MASUM, 2015]. Além destas, temperaturas de ebulição, adiabática de chama e de ignição também representam impacto.

O Poder Calorífico Inferior (*PCI*) é a quantidade de calor liberada por unidade de massa de um combustível, quando queimado completamente em uma dada temperatura, sendo os produtos de combustão resfriados até a temperatura inicial da mistura combustível, subtraído do calor latente liberado pela condensação da umidade contida no combustível. Como os hidrocarbonetos mantêm uma proporção estreita entre o carbono e o hidrogênio (H/C), que são os principais elementos combustíveis, o *PCI* da gasolina varia muito pouco em função da composição [WALLINGTON, 2006]. Já o *PCI* do GNC varia bastante em função da variação de grande gama de componentes em sua composição [CHO, 2007]. A dissociação dos produtos de reação é relevante para todos os combustíveis, mas o monóxido de carbono é responsável por uma fração muito maior da energia indisponível no *PCI*. Combustíveis com a maior relação H/C apresentam uma menor quantidade de energia do combustível dissociada. Este são: metano, etano, metanol e hidrogênio [SZYBIST, 2012].

O *PCI* quando associado à densidade (ρ) do combustível, expressa a sua densidade energética, ou seja, a quantidade de energia por volume ocupado do combustível, que é uma propriedade de grande relevância para combustíveis utilizados para traslado. Já quando

associado à relação ar-combustível estequiométrica (A/F_{est}), também consubstanciada na fundamentação disposta no Apêndice I, expressa o PCI da mistura, ou tonalidade térmica volumétrica, que é a energia do volume da mistura que entra no cilindro, que influencia no desempenho do MCI.

A densidade energética do etanol, álcool etílico, é quase a metade da densidade energética da gasolina. Porém se considerarmos a energia da mistura ar-combustível (PCI da mistura), em proporções estequiométricas em base volumétrica, etanol, GNC e gasolina geram valores muito próximos.

Propriedades dos combustíveis de interesse para o estudo são apresentadas na Tabela 2.1. A análise da Tabela 2.1, aliada a outras referências, indicam algumas características da combustão que podem explicar as interações entre os combustíveis objeto de estudo e o MCI.

Tabela 2.1 - Propriedade dos combustíveis. Fonte: adaptado de Martins, 2006, Vieira, 2005, BNDS, CGEE, 2008

Propriedades	Gasolina	Etanol	GNC
ρ (densidade à 20 °C)	0,72 – 0,78 g.cm ⁻³	0,79 g.cm ⁻³	0,68 – 1,0 kg.m ⁻³
$T_{ebulição}/^{\circ}\text{C}$	25 – 210	78	-162
Calor latente/kJ.kg ⁻¹	330 – 400	842 – 930	510
$T_{ignição}/^{\circ}\text{C}$	220	420	537
$T_{adiabática\ chama}/^{\circ}\text{C}$	1993	1924	1954
A/F_{est}	14,5	9,0	14,5
Ponto de fulgor/ $^{\circ}\text{C}$	-40	12	-
Pressão de vapor/kPa	40 – 65	15 – 17	-
RON	90 – 100	102 – 110	120
MON	80 – 92	89 – 96	120
PCI / MJ.kg ⁻¹	44,0	26,8	33,3 – 55,4
PCI da mistura/ MJ.kg ⁻¹	2,83	2,69	2,70

A característica antidetonante dos álcoois é uma das suas principais vantagens em relação aos combustíveis de hidrocarbonetos de cadeia curta, pois permite a utilização de taxas de compressão mais elevadas e, conseqüentemente, a produção de maior potência de saída do motor, com maior eficiência. O maior calor de vaporização dos álcoois sob altas temperaturas e uma maior velocidade de frente de chama permitem aumento da eficiência de conversão de combustível em comparação com a gasolina. Além disso, a combustão de álcool gera maior volume de produtos, pois gera maior número de mols, aumentando assim a pressão do cilindro e o trabalho realizado sobre o pistão. Por outro lado, o menor *PCI* dos álcoois resulta em um aumento do consumo específico de combustível em comparação com a gasolina, isto é, uma quantidade mais elevada de massa de álcool é necessária por unidade de potência efetiva, definições consubstanciadas na fundamentação apresentada no Apêndice I. A partida a frio também é um problema para os combustíveis álcoois, devido a sua baixa pressão de vapor [OWEN, 1995, apud COSTA, 2011]. Um teor de oxigênio de 34,7% em peso no etanol promove uma melhor eficiência além de elevar a temperatura da combustão. Porém a baixa proporção H/C do etanol reduz a temperatura de chama adiabática. A adição do álcool à gasolina ainda pode reduzir os custos do petróleo em refinarias, que podem produzir gasolina com menor índice de octano [MASUM, 2013].

O GNC é composto principalmente de metano e é considerado como um dos combustíveis alternativos mais promissores, devido a propriedades químicas interessantes com alta relação H/C, além de alto *RON*. Além disso, o gás natural tem uma faixa entre os limites de inflamabilidade relativamente larga e os mais baixos picos de temperatura de combustão sob condições de misturas pobres, em comparação com as condições estequiométricas. Em um MCI propelido a gás natural operando com uma mistura pobre a relação ar-combustível (*A/F*) é extremamente crítica. À medida que a mistura é inclinada para além de um ponto crítico, a fim de suprimir as emissões de NO_x , a velocidade de combustão é reduzida, o que resulta em um aumento na duração global de combustão. Por sua vez, o aumento da duração da combustão resulta em um aumento das perdas de transferência de calor para as paredes do cilindro e, conseqüente diminuição da eficiência térmica. Também uma propagação lenta da chama resulta em baixa velocidade na liberação de calor, o que causa instabilidade na combustão, com altas variações cíclicas. Assim, o ganho de eficiência operando com mistura pobre não pode ser alcançado [CHO, 2007]. A taxa de compressão máxima do MCI propelido a GNC é muito maior do que a do MCI a gasolina, devido a propriedades do combustível como alto ponto de fulgor, elevados índices antidetonantes e alta temperatura de ignição [YUCESU, 2006]. Se o GNC

produz relativamente menos energia do que a gasolina em um MCI de ignição por centelha é devido à convergência de um ou mais de três fatores: eficiência volumétrica reduzida, devido ao volume ocupado pelo fluido gasoso; a relação ar-combustível estequiométrica superior do GNC em relação à gasolina; relação ar-combustível (A/F) inferior com a qual o MCI propelido a GNC pode operar, de modo a reduzir as emissões de NO_x [KORAKIANITIS, 2011].

Sob uma outra ótica, um estudo realizado por Szybist et al. acerca da influência das propriedades termoquímicas de 23 combustíveis obteve resultados que demonstram que a eficiência de Primeira Lei, definida a partir do PCI , pode variar em até 9% entre os combustíveis, enquanto a eficiência de Segunda Lei, definida a partir da exergia, que pode ser entendida como a capacidade de geração de trabalho de uma determinada quantidade de energia, apresenta um grau muito menor de variabilidade. Verificou ainda que as eficiências de Primeira e Segunda Lei podem ser quase as mesmas para alguns combustíveis, como metano e etano, mas diferir substancialmente para outros combustíveis como hidrogênio e etanol [SZYBIST, 2012]. A exergia pode ser dividida em cinética, potencial, termomecânica e química [SZARGUT, 1995]. Existem alguns combustíveis cujo valor da razão entre a exergia química, que depende da constituição do combustível e é definida pelo fator β , oportunamente detalhado na Metodologia, e o PCI é maior do que a unidade, e estes são, teoricamente, capazes de realizar mais trabalho do que o indicado pelo seu PCI . Alguns outros combustíveis têm um valor de β menor do que a unidade, e estes são capazes de realizar menos trabalho do que se poderia estimar a partir do PCI . β aumenta com o tamanho molecular para os combustíveis hidrocarbonetos (alcanos, alcenos, e aromáticos), mas diminui para os álcoois. Assim, verifica-se que a exergia química varia de um modo sistemático em relação ao PCI e depende da classe química do combustível, bem como do tamanho da molécula. Constata-se também os maiores valores de eficiência exergética para o metanol e etanol, nesta ordem [SZYBIST, 2012].

Resultados em base exergética acerca da produção, distribuição e consumo dos combustíveis em um MCI de ignição por centelha, possibilitam uma análise mais abrangente acerca da viabilidade de cada combustível. Santana et al., a partir da integração das contribuições de custo exergético para cada uma das três etapas, obteve informações considerando todo o ciclo do recurso disponível. Constata-se que o etanol não se justificaria, em termos de viabilidade exergética, já que é possível verificar uma elevada ineficiência quando se consome cerca de 6,5 kJ de energia disponível para aproveitar apenas 1,0 kJ ao final do ciclo. Entretanto, o etanol se justifica, quando se remete ao contexto atual, devido a sua elevada

sustentabilidade, a partir da análise da relação dos custos exergéticos renováveis comparados com os não renováveis para a sua produção e distribuição. Sob óticas diversas, também se avalia o GNC como um combustível alternativo viável (consome cerca da metade da energia se comparado ao etanol). Embora possua origem fóssil, há de se considerar a perspectiva de sua substituição natural pelo biogás [SANTANA, 2014].

2.1.1 Emissões associadas aos combustíveis

As características das emissões de um MCI são em grande parte ditadas pelo tipo de combustível utilizado. Alguns critérios são importantes para emissões de escape e consumo de combustível, como, por exemplo, boa partida, ampla faixa de temperatura (-40 ° C a 50 °C), manutenção de boas características em operação transitória e alta resistência à detonação. A fim de cumprir estes critérios, propriedades específicas do combustível são necessárias e podem, em certos casos, ter um impacto direto na concepção e calibração de um MCI de ignição por centelha. Os principais parâmetros são a densidade, curva de ebulição, composição, pressão de vapor, poder calorífico, octanagem e teor de oxigênio [ABDEL-RAHMAN, 1998].

Índices de emissões veiculares indicam taxas de monóxido de carbono (CO), gás carbônico (CO₂), óxidos de nitrogênio (NO_x), hidrocarbonetos não queimados (HC), compostos orgânicos voláteis (COV_s), além de particulados. Exceto o CO₂, são produtos de reações incompletas nas câmaras dos motores, nocivos segundo a ótica ambiental, que adquiriram grande relevância enquanto parâmetro de avaliação de MCI. Alinhado às expectativas atuais, em todo o mundo, legislações e órgãos regulamentadores estabelecem os limites máximos para as emissões de poluentes a partir de veículos automotores. No Brasil, o CONAMA (Conselho Nacional de Meio Ambiente) é o órgão consultivo e deliberativo que estabelece os limites legais das emissões veiculares [MMA, 2015].

O potencial de produção de CO₂ depende da relação H/C do combustível, ou seja, as emissões de CO₂ dependem do teor de carbono do mesmo. O GNC, portanto, apresentará reduzida emissão de CO₂ [CHO, 2007]. Santana et al., a partir dos resultados, em base exergética, acerca da produção, distribuição e consumo de combustíveis em um MCI de ignição por centelha, salienta que o CO₂ absorvido pelas plantações de cana de açúcar na etapa da agricultura pode ser comparado, em mesma ordem de grandeza, ao emitido a partir da queima

do combustível no MCI [SOTO, 2006, apud SANTANA, 2014]. Também demonstra, a partir da análise de emissões de CO₂, o apelo de menor impacto ambiental do GNC (0,1624 g/kJ) em relação à gasolina (0,2266 g/kJ) [SANTANA, 2014].

Emissões de CO são influenciadas principalmente pela relação ar-combustível (A/F). Mesmo para as misturas pobres, algum CO será gerado devido à heterogeneidade da mistura, regiões ricas locais, combustão incompleta e também porque não há tempo suficiente para atingir o equilíbrio de oxidação de CO a CO₂. As concentrações de CO também variam com a composição do combustível utilizado. Quanto maior a relação H/C na composição do combustível, tanto menor serão as emissões de CO [ABDEL-RAHMAN, 1998]. A facilidade de mistura do GNC com o ar possibilita baixos níveis de emissões de hidrocarbonetos e CO [MARTINS, 2006].

Um fator que caracteriza a qualidade do petróleo cru é o teor de enxofre. No mercado mundial, o grande teor de enxofre de um petróleo diminui o preço dele. Os compostos de enxofre são produzidos exclusivamente devido ao teor de enxofre do combustível. Quando combinada com a água produzida durante o processo de combustão, o SO₂ produz ácido sulfúrico. O ácido condensa nas paredes do cilindro, do pistão e do cabeçote e provoca a corrosão deles. O SO₂ também compromete a eficiência de conversão dos catalizadores, além também de ser considerado o poluente mais grave para os modernos sistemas de pós-tratamento de NO_x [WALLINGTON, 2006]. O álcool não contém enxofre em sua composição química, portanto não emite SO₂ e evita a contaminação dos conversores catalíticos. O GNC forma menos compostos de enxofre, ou seja, menos ácidos, evitando corrosão das partes do MCI.

Durante a combustão, a temperaturas superiores a 1800 K, N₂ atmosférico reage com o oxigênio através de etapas químicas sucessivas. Acredita-se que este mecanismo de formação seja o fator predominante nas emissões totais de NO_x [MASUM, 2013]. Estas reações de decomposição de substâncias químicas complexas em outras mais simples, sob ação de alta temperatura são denominadas dissociação térmica. A reação de dissociação ocorre consumindo energia dos produtos de combustão. A dissociação diminui a temperatura de produtos de combustão e, por conseguinte, diminui, também, o rendimento do MCI [SZYBIST, 2012]. O nitrogênio, inerte em condições normais, sob ação de pressão e temperatura altas, reage com o oxigênio do ar formando principalmente monóxido de nitrogênio NO a partir de dissociações térmicas.

As emissões de NO_x (óxidos de nitrogênio) atingem um máximo com um mínimo excesso de ar. A geração desses componentes é aumentada pelas altas temperaturas de pico locais. A alta temperatura incentiva a divisão de N_2 e O_2 em seus constituintes atômicos. O excesso de ar garante que oxigênio suficiente está presente. As propriedades físico-químicas das misturas gasolina-etanol, tais como: poder calorífico, calor latente de vaporização, conteúdo de oxigênio e velocidade de chama laminar, influenciam a formação do NO_x no MCI de ignição por centelha [MASUM, 2013]. Diversos parâmetros relacionados com o motor (como carga, razão ar-combustível, ângulo de ignição, taxa de compressão) influenciam nas emissões de NO_x . As emissões de NO respondem por aproximadamente 90 a 98% de todas as emissões de NO_x durante o funcionamento do motor [ABDEL-RAHMAN, 1998]. Estudos realizados em motores de combustão interna demonstram que no processo de combustão ocorre a formação de NO (monóxido de nitrogênio), mas somente após a saída para o ambiente e na presença do oxigênio do ar é que o NO transforma-se em NO_2 (dióxido do nitrogênio) [VLASSOV, 2008].

É importante notar que a formação de NO_x é diferente da formação de CO_2 e SO_2 . A emissão dos dois últimos é determinada somente pela composição do combustível. No caso da formação de NO_x a porcentagem dele é uma função da temperatura na zona de reação. Dos combustíveis líquidos usados no MCI o álcool apresenta a menor temperatura de combustão e, portanto, a menor emissão de NO_x [VLASSOV, 2008].

2.1.2 Gasolina comum

A classe principal de combustíveis orgânicos usados em Motores de Combustão Interna (MCI) é de hidrocarbonetos, que têm grandes poderes caloríficos. Vapores dos hidrocarbonetos de combustíveis facilmente se misturam com o ar, formando uma mistura combustível. Gasolina para motores de ignição por centelha (ou comandada, ou ainda por faísca) consiste de uma mistura de hidrocarbonetos que é líquida à temperatura ambiente e abrange uma faixa de ebulição de $30 \sim 215 \text{ }^\circ\text{C}$ [VLASSOV, 2008]. A mistura possui hidrocarbonetos de 4 a 12 carbonos, sendo sua maioria entre 5 e 9 carbonos. As propriedades destas misturas devem ser balanceadas de modo a dar um desempenho satisfatório em uma grande variedade de condições operacionais do MCI [BRUNETTI, 2012]. No Brasil, o álcool é misturado à gasolina, que passa a ser chamada de gasolina comum, ou Tipo C. A proporção permissível do álcool na gasolina é de no máximo 25%.

As propriedades da gasolina variam em função dos teores das naftas utilizadas nas suas formulações. As propriedades da gasolina que mais influenciam no MCI e definem sua qualidade são a octanagem, relacionada à resistência a detonação, e a volatilidade, relacionada com a dirigibilidade, ou seja, a adequada vaporização da gasolina e o respectivo funcionamento do MCI, nas diferentes condições operacionais [BERGTHORSON, 2015].

2.1.3 Etanol

Os combustíveis líquidos, não derivados de petróleo, são o álcool etílico C_2H_5OH (etanol ou simplesmente álcool) e os óleos vegetais. No Brasil, devido a sua posição geográfica favorável, há grandes possibilidades de produção do etanol e outros biocombustíveis a partir da massa orgânica. Da fórmula química do etanol, C_2H_5OH , vê-se que a sua molécula tem o oxigênio, por isso o etanol exige menor quantidade de oxigênio do ar para a sua combustão. Por razões tecnológicas e econômicas, o etanol utilizado como combustível contém por volta de 7% de água em volume, álcool etílico hidratado combustível (AEHC). AEHC precisa passar por mais uma etapa de processo para então ser transformado em álcool etílico anidro combustível (AEAC), com menos de 0,6% em volume de água, para possibilitar a miscibilidade necessária com a gasolina [BNDS, CGEE, 2008].

Em detrimento dos impulsos acarretados pelo surgimento da tecnologia *flex-fuel* para os veículos comerciais leves, além também do limite de 25% de álcool anidro (AEAC) misturado à gasolina, o etanol ainda encontra empecilhos à ampliação do seu mercado. Esta situação é atribuída em muito à falta de política de governo com efeitos de longo prazo, apesar de a indústria já está consolidada a mais de 40 anos no país. A falta de planejamento implica na dificuldade do setor em dissociar a produção do álcool da do açúcar, cujo preço no mercado internacional pode estar mais alto e, portanto, mais atrativo para produção [BBC BRASIL, 2009]. O mercado do etanol se ajusta entre os preços de mercado do açúcar e da gasolina, este último em queda no mercado internacional. Ou seja, se por um lado o preço final do etanol está limitado a uma fração do preço de mercado da gasolina, em função do seu maior consumo por quilômetro rodado, por outro, sua produção pode ser restringida em função do preço mais atrativo do açúcar. A condição repercute: em janeiro de 2009, 80% dos veículos *flex-fuel* eram abastecidos com etanol; em outubro de 2012 apenas 27% [BBC BRASIL, 2009].

O estudo de Gomez et al. levanta a demanda dos três combustíveis utilizados em escala comercial no Brasil (gasolina comum, etanol e GNC) nos veículos comerciais leves, ciclo Otto. Traça o impacto da tecnologia *flex-fuel* no consumo de combustível e confirma a evolução comparativa dos preços ao longo do período (2001 a 2011), em função de variáveis diversas. Ou seja, fatores climáticos e de produtividade, além de vinculação ao mercado do açúcar, acabaram por reduzir a oferta do etanol, impactando sobre a demanda e o respectivo preço. É importante notar que o preço de etanol não é influenciado só pela oferta, mas também pelas políticas de preços oficiais sobre a gasolina comum, que, como explicado anteriormente, representam um limite máximo para o preço do etanol hidratado. O surgimento da tecnologia *flex-fuel* foi capaz de alterar significativamente as dinâmicas de concorrência entre os combustíveis, tanto em termos microeconômicos, em que produtos diferentes são capazes de ser os substitutos praticamente perfeitos um para o outro, como também em escala macroeconômica, devido à influência do consumo agregado desses combustíveis na matriz energética do país. Resultados obtidos por Gomez et al. sugerem que o mercado brasileiro de combustíveis tem sido mais instável em períodos recentes do que acontecia anteriormente e que esta instabilidade é, provavelmente, devido ao avanço de veículos *flex-fuel* na frota brasileira [GOMEZ, 2015].

Apesar da crescente frota de veículos *flex-fuel*, que pode ser explicada pelo fato de que o poder da escolha do tipo de combustível utilizado para alimentar estes veículos passa a ser definido nas bombas em vez de na montadora, recentemente o consumo de etanol vem caindo, devido a altos preços praticados em função da falta de oferta.

2.1.4 Gás natural comprimido (GNC)

Sob óticas diversas, avalia-se o GNC enquanto um combustível alternativo viável, em detrimento de sua origem fóssil, não renovável, em função de reservas atuais de maior autonomia se comparadas com aquelas já conhecidas de petróleo (atuais reservas conhecidas-para produção de petróleo bruto tem autonomia de cerca de 40 anos, enquanto as de gás natural, cerca de 60 anos). Com apelos de menor impacto ambiental, maior vida útil do motor, tratando-se de combustível seco, que não dilui os lubrificantes, e, evidentemente, do menor custo de combustível por quilômetro rodado, apresenta-se como alternativa em diversas situações nas quais se procura uma maior viabilidade econômica para o emprego e uso de veículos comerciais

leves. O GNC tem sido extensivamente investigado para o uso em motores de ignição por centelha e de ignição por compressão. Em comparação com motores a gasolina convencionais, motores de ignição por centelha que utilizam GNC podem operar em taxas de compressão mais elevadas, produzindo, assim, eficiências térmicas mais elevadas [KORAKIANITIS, 2011].

Não obstante, o uso de gás natural de origem fóssil poderá migrar naturalmente ao uso do gás metano, gerado pela decomposição natural de matéria orgânica, a partir de criação animal, tratamento de lixo, biomassa etc. A América Latina é uma das principais regiões de exploração do biogás, por meio de desenvolvimentos tecnológicos locais, a partir de tratamento de esgoto e aterros sanitários, mas também principalmente a partir dos setores agrícolas e industrial. Inclusive a indústria sucroalcooleira, para a qual cada 1 tonelada de cana, além de 280 kg de bagaço, queimado nas caldeiras para gerar energia térmica e elétrica, ou, mais recentemente, também reprocessado para produzir mais etanol de 2ª geração, gera, 65 litros de etanol e 845 litros de vinhaça, que pode gerar 10,14 m³ de biogás por meio de digestores [NI, 1992]. Trata-se de uma solução sustentável, que transforma um problema, que é a emissão de gás metano para a atmosfera, em uma fonte de energia renovável relevante para diversificação da matriz energética. Depende, entretanto, da promoção de condições favoráveis para a exploração desta fonte renovável de energia.

O Brasil possui frota de cerca de 1,7 milhões de veículos leves propélidos a GNC. É uma das maiores do mundo [IBP, 2008]. Um dos principais empecilhos à massificação do uso do gás natural, enquanto combustível veicular, é a dificuldade de armazenamento, que impacta diretamente na autonomia, no volume e capacidade de carga disponíveis e também no próprio consumo do veículo. A estocagem do GNC é geralmente feita através de reservatórios, submetidos a pressões entre 205 bar e 275 bar, requerendo assim altos custos de compressão e reservatórios com maiores níveis de segurança e robustez, portanto inevitavelmente mais pesados. Comprimir gás diretamente a partir de condições de pressão e temperatura atmosféricas até 30 MPa em compressores isentrópicos requer trabalho equivalente a cerca de 3,6% do teor de energia (entalpia de combustão) do gás natural [KORAKIANITIS, 2011]. Estudos apontam a alternativa da tecnologia conhecida com Gás Natural Adsorvido (GNA). O processo de adsorção consiste na adesão de moléculas de um fluido (adsorvato) a uma superfície sólida (adsorvente). Este processo possui vantagens consideráveis em relação aos processos existentes hoje, tanto em segurança quanto na economia. A adsorção apresenta vantagens sobre a compressão por exigir pressão seis vezes menor que o gás natural comprimido para uso

veicular. Porém obstáculos ainda precisam ser vencidos, como a fração residual de descarga, a necessidade de compensação de efeitos térmicos, além de contaminação do elemento adsorvente por hidrocarbonetos pesado e vapor d'água [JURUMENHA, 2011].

Outros dois grandes empecilhos para massificação do uso do GNC são a queda de desempenho, observada quando utilizado em motores de combustão interna convencionais e atualmente, mesmo após grandes investimentos em redes de distribuição, a persistente necessidade de vascularização destas redes. Permeando estes dois aspectos, estudos apontam a utilização do H₂ enquanto aditivo para o GNC. Apesar de o H₂ despertar interesse enquanto combustível para uso automotivo, além do custo inviável para sua produção, a infraestrutura para sua distribuição torna-se um grande obstáculo prático ao desenvolvimento do seu mercado. Desta forma, abre-se espaço para sua utilização enquanto apenas aditivo, utilizando-se da infraestrutura já instalada, com o objetivo de incrementar resultados de parâmetros desejáveis, como eficiência, consumo e emissões.

Patil et al. realizou testes com adição de 5% em volume de H₂ no GNC, objetivando aumento da velocidade de queima da mistura, encurtando a duração da combustão. Os resultados apresentaram 11% de incremento de potência, devido ao aumento da velocidade de queima, e 8% de redução de consumo mássico. Como a adição de H₂ aumenta a razão H/C do combustível, reduz drasticamente as emissões em base de carbono, tais como CO, CO₂. Para aumentar a velocidade da chama, o ponto de ignição precisa ser retardado. Isto resulta na redução das emissões de NO_x, devido às respectivas reduções de pressão e temperatura. Salienta-se que uma mistura com 5% de hidrogênio em volume com o GNC não incorre em risco para o fenômeno da fragilização por hidrogênio dos mecanismos componentes, portanto nenhuma grande mudança é necessária no sistema de alimentação de combustível do MCI [PATIL, 2009].

2.2 Panorama de desenvolvimento do MCI

Por sua relevância, a área automotiva demanda constantes e efervescentes desenvolvimentos tecnológicos em várias áreas de conhecimento. A fim de atender normas cada vez mais rigorosas de emissões, além de requisitos de consumos de combustíveis cada vez

menores, duas frentes podem ser consideradas: reduzir as demandas por potência, intrínsecas à operação do próprio veículo, e ou aumentar a eficiência na geração desta, a partir do MCI.

As demandas por potência em um MCI podem ser minimizadas, considerando as possibilidades de melhorias associadas às reduções das resistências aerodinâmicas e à rolagem dos pneus, além também daquelas associadas à redução de massa do veículo. Considerando valores genéricos de um ciclo de teste padrão, que variam sensivelmente em função das condições de condução, de 100% da energia do combustível que entra no veículo, 5-6% é consumida pelo sistema de transmissão, 3-8% é utilizada para superar a resistência aerodinâmica, 3-5% é utilizada para superar a resistência à rolagem dos pneus e 3-9% é utilizada para propulsão do veículo [LUTSEY, 2012]. No intuito de reduzir essas demandas a Indústria Automobilística responde a partir de inúmeros desenvolvimentos, dos quais, pode-se citar respectivamente: aplicação de materiais mais leves, como o alumínio, inicialmente em blocos de motores; pneus com menor resistência ao rolamento, sem perdas de aderência e de maior durabilidade, por meio do desenvolvimento de materiais; sistemas de transmissão cada vez mais versáteis e eficientes, como a transmissão continuamente variável, *CVT (Continuously variable transmission)* [SRIVASTAVA, 2008].

Ainda assim, é perceptível, considerando que apenas 14-28% da energia é utilizada para compensar as demandas de potência para o traslado, que na geração desta reside o maior potencial de otimização. Para tanto, considera-se também a defasagem ainda existente entre a eficiência dos atuais motores de combustão interna que equipam os veículos leves, em torno de 30% para os de ignição comandada, e o horizonte delimitado pelo ciclo de Carnot, em torno de 60%, em função das atuais limitações técnicas relacionadas aos limites metalúrgicos dos materiais utilizados.

Considerando o maior potencial de otimização, que consiste no aumento da eficiência da geração de potência, diversos estudos e desenvolvimentos já consolidados, ou ainda no estado da arte, contribuem, ou intentam contribuir, para otimizar parâmetros característicos, como desempenho, consumo e emissões. Estes são melhor avaliados por meio de parâmetros de análise definidos e consubstanciados na fundamentação apresentada no Apêndice I, que permitem comparar resultados obtidos a partir de diferentes variáveis, como características de projeto e regulagens do MCI, propriedade dos combustíveis e condições operacionais, em bases comuns de referência.

2.2.1 Estudos comparativos de parâmetros característicos do MCI

Estudos empíricos como o de Ghazal, realizados por meio de simulações a partir de um modelo construído para um cilindro de ignição por centelha, investigam o efeito de diferentes combustíveis sobre parâmetros característicos, em diferentes velocidades de rotação do MCI. Os resultados obtidos confirmam, de forma geral, a maior variação de torque para a gasolina, o baixo consumo específico do metano, além do melhor desempenho do metanol em altas rotações. Porém também indicam uma maior eficiência térmica do MCI utilizando gasolina, quando comparado a utilização do metano e do metanol para rotações até 4000 rpm. Indicam que a potência efetiva do MCI utilizando metanol é superior à da gasolina apenas em rotações acima de 4000 rpm e atribuem o resultado à elevada resistência à detonação do metanol e ao seu alto calor latente de vaporização [GHAZAL, 2013].

Resultados também obtidos por meio de simulação do processo de combustão em um MCI utilizando o software AVL BOOST indicam queda de potência efetiva em uma ampla faixa de rotações para misturas combustíveis gasolina-álcool, quando comparadas à gasolina pura, a partir do aumento da proporção de etanol na mistura. Também um desempenho sensivelmente menor do etanol, quando comparado à gasolina pura, atribuindo o menor desempenho verificado ao menor poder calorífico do álcool. Quanto às emissões, indicam que as taxas de CO e hidrocarbonetos com combustão incompleta (HC) caem com o aumento da proporção do etanol na mistura. Quando essa proporção é acima de 30%, há também um aumento significativo de emissões de NO_x [ILIEV, 2015].

Outros resultados obtidos no Brasil, por meio de simulação através de um modelo termodinâmico aplicado a um MCI *flex-fuel*, também indicam maior desempenho do MCI utilizando a gasolina, quando comparado a utilização do etanol, além de menor consumo específico para o GNC, comparado aos demais combustíveis líquidos [CAVALCANTE, 2007].

Salienta-se que o desempenho, avaliado por meio do torque e da respectiva potência efetiva, não depende apenas do poder calorífico, da resistência à detonação, ou do calor latente de vaporização do combustível, isoladamente. O desempenho depende da resultante de vários fatores associados ao processo de combustão, como também velocidade de frente de chama, relação ar-combustível estequiométrica (A/F_{est}) e razão molar entre os reagentes e os produtos da combustão [SZYBIST, 2012]. Depende também de características associadas ao projeto e à

regulagem do MCI, como a taxa de compressão e ângulo de avanço para o ponto ótimo de maior torque do motor, *MBT (Minimum Advance for Best Torque)*, ambos limitados pela resistência à detonação do combustível [MA, 2012]. Pourkhesalian et al. atribui a queda de desempenho em um MCI à respectiva queda na eficiência volumétrica, que depende principalmente, da relação A/F_{est} e do calor latente de vaporização, em função do efeito arrefecimento e respectivo impacto sobre o volume específico da mistura ar-combustível, devido à vaporização de parte do combustível durante a injeção [POURKHESALIAN, 2009]. Pragmaticamente o desempenho, melhor avaliado por meio da pressão média efetiva (pme), definida no Apêndice I, é função direta do *PCI* da mistura ar-combustível, que é a energia do volume da mistura que entra no cilindro. Como tanto o *PCI* do combustível, quanto a A/F_{est} não mudam, a única variável passível de intervenção é a eficiência volumétrica, para uma taxa de compressão fixa e *MBT* definido.

O consumo específico é diretamente influenciado pela relação A/F_{est} e pela densidade energética do combustível. Por outro lado, também é influenciado fortemente pelas condições operacionais do MCI, velocidade de rotação e carregamento [POURKHESALIAN, 2009]. O ângulo de avanço na ignição também exerce forte influência no consumo específico, que aumenta em caso de redução de avanço na ignição. A maior eficiência, portanto, também é alcançada no *MBT* [TÜRKÖZ, 2014].

As emissões de CO, CO₂ e HC decrescem drasticamente para misturas de combustíveis álcool-gasolina comparadas à gasolina pura, em função da adição de compostos oxigenados, que permitem a redução parcial do CO e do HC através da formação do CO₂ [ELFASAKHANY, 2014]. As emissões de CO₂ reduzem em função da alteração na relação H/C. As emissões de NO_x dependem intrinsecamente da temperatura de combustão, que possibilita a dissociação do N₂, da concentração de O₂, além do tempo de permanência na câmara de combustão [MASUM, 2013]. A maior concentração de O₂ pode ser a razão para a emissão de NO_x mais elevada para os álcoois [MASUM, 2015]. A variação no ângulo de avanço de ignição não causa efeito significativo nas emissões de CO e CO₂. Já um atraso na ignição reduz substancialmente as emissões de NO_x e aumenta as emissões de HC devida à combustão incompleta [TÜRKÖZ, 2014].

Verifica-se que, como no estudo de Cavalcante et al., as análises empíricas consideram os *PCI* e as relações A/F_{est} , porém assumem simplificações e, muitas vezes, não consideram

questões relacionadas à cinética química, como a velocidade de frente de chama e a heterogeneidade do processo de combustão, e também relacionadas à dinâmica dos fluidos, como os efeitos de turbulência. Considera a mesma eficiência da combustão para todos os fluidos [CAVALCANTE, 2007]. Convém ressaltar também que o ângulo de avanço de ignição, cuja variação exerce grande impacto sobre os resultados, costuma ser mantido fixo nas análises teóricas [GHAZAL, 2013] [ILIEV, 2015].

Testes experimentais de aceleração realizados para medir potências máximas em veículos comerciais no Brasil utilizando GNC como combustível indicam redução de aproximadamente 20% quando comparados às potências obtidas pelos mesmos veículos utilizando gasolina comum. A queda de desempenho é atribuída a uma menor eficiência térmica do MCI propulso a GNC, além também da baixa eficiência volumétrica, devido ao volume ocupado pelo gás no cilindro de combustão [MELLO, 2006]. A partir daqui convém distinguir os termos desempenho e eficiência, cujos parâmetros estão consubstanciados na fundamentação disposta no Apêndice I. O primeiro relacionado às respostas do motor sentidas pelo usuário, como torque e velocidade, que combinadas entregam a potência efetiva. O segundo, associado à efetividade da conversão de energia em cada etapa do processo ou à relação entre a grandeza de saída e a de entrada para cada aspecto de funcionamento avaliado. A eficiência térmica (η_T), que é o rendimento útil final do MCI, definida como a relação entre o trabalho real e o valor da entalpia de combustão do combustível, também pode ser composta a partir das eficiências específicas obtidas para cada aspecto de funcionamento avaliado.

Experimentos também foram realizados por Carvalho em um MCI *flex-fuel* fabricado no Brasil, dotado de um kit para utilização de GNC, por meio de um dinamômetro de bancada. Resultados obtidos demonstraram maior desempenho quando utilizado o etanol e maior eficiência térmica quando utilizado o GNC, comparados ao uso da gasolina comum (E25), para diferentes velocidades de rotação e a plena carga. Também demonstraram emissões de CO e CO₂ sensivelmente menores e emissões de NO_x maiores para o GNC, comparados aos combustíveis líquidos [CARVALHO, 2011].

Outros resultados experimentais foram obtidos por Masum et al. em um MCI de ignição por centelha (ou comandada) de 4 cilindros, para diferentes velocidades de rotação e a carga plena, com o objetivo de desenvolver proporções ideais de misturas álcool-gasolina que apresentem as melhores propriedades dos combustíveis. Os resultados indicam melhor

eficiência térmica do MCI utilizando as misturas álcool-gasolina, quando comparada à utilização da gasolina pura, com 95 de *ROM*. Também indicam maior torque do MCI para a utilização das misturas álcool-gasolina, quando comparadas ao uso da mesma gasolina pura. Quanto às emissões, os resultados apontam taxas de CO e HC menores que a da gasolina pura, enquanto que maiores taxas de NO_x [MASUM, 2015]. Os resultados de desempenho apresentados por Masum também são verificados em outros trabalhos, como os de Feng et al. e Schifter et al. [FENG, 2013] [SCHIFTER, 2013].

Constata-se, a partir dos estudos referenciados, divergências entre os resultados empíricos, obtidos por meio de simulações, e os resultados experimentais, obtidos por meio de testes práticos. Enquanto os resultados obtidos em simulações termodinâmicas indicam, de forma geral, queda de desempenho do MCI propélido a álcoois quando comparado ao uso de gasolina, os testes experimentais demonstram justamente o melhor desempenho do MCI quando propélido à álcoois, comparados ao uso dos demais combustíveis. Indicam também que, enquanto os resultados obtidos por meio de simulações apontam, de forma geral, maior eficiência térmica da gasolina, resultados experimentais indicam eficiência térmica dos álcoois muito próximas a da gasolina, e, por vezes superior, conforme condições operacionais do MCI. Indicam ainda maior eficiência térmica do GNC quando comparada a dos combustíveis líquidos. Os resultados das emissões convergem, de forma geral, porém os resultados de NO_x podem variar sensivelmente em função das condições de ajuste do MCI. Destarte, a realização de estudo experimental demonstra melhores requisitos para alcançar resultados que representem integralmente a complexidade das interações entre as características de projeto do MCI e as propriedades dos combustíveis utilizados, nas diversas condições operacionais a que pode ser submetido um veículo automotor.

Apesar de diversos trabalhos experimentais referenciados já apresentarem resultados práticos representativos da real interação do MCI com os combustíveis utilizados, percebe-se que apenas a velocidade de rotação é considerada enquanto variável, relegando os impactos do carregamento sobre os resultados dos parâmetros de análise. Como um MCI de um veículo automotor, conduzido regularmente, raramente é solicitado à plena carga, faz-se também necessário a inclusão da condição de carregamento como variável na base de análise, permitindo, desta forma, compreensão mais abrangente sobre o comportamento dos parâmetros de análise em condições reais de operação do MCI.

2.2.2 Balanços internos de do MCI

Além de uma análise mais abrangente acerca das propriedades dos combustíveis e das características de projeto e regulagens do MCI, os focos de estudo e desenvolvimento e as condições de aplicação das tecnologias variam bastante, considerando os potenciais existentes e os diferentes aspectos de funcionamento avaliados em cada etapa do processo de geração de potência. Também diferem bastante as metodologias, as abordagens e as bases consideradas nas avaliações.

A estratificação das parcelas energéticas envolvidas no volume de controle MCI varia bastante, inclusive em função das condições operacionais: 46% concernente à entalpia dos gases exaustos, 21% concernente à transferência de calor, 9% concernente a perdas mecânicas e 24% de trabalho útil no veio é uma ideia de como a energia do combustível é gasta num MCI à gasolina, em carga parcial, à velocidade estabilizada de 90 km/h [MARTINS, 2006]. Outros valores típicos para um MCI ciclo Otto, apontam que a exaustão corresponde à 30% do calor gerado na combustão, seguindo a mesma ordem de 30% o arrefecimento, convecção e radiação à 7% e trabalho útil à 33% [BRUNETTI, 2012].

Segundo Tao, de 100% da energia do combustível, para um SUV (do inglês: *Sport Utility Vehicles*), a uma velocidade estabilizada de 96 km/h, 23,79% corresponde à perda de calor pelo sistema de exaustão, 24,82% à transferência de calor por meio do sistema de arrefecimento, 21,46% às demais perdas de calor (convecção e radiação) e 29,94% ao trabalho útil no veio, sendo que esta relação é alterada sensivelmente quando a velocidade é reduzida, chegando à 17,15%, 32,61%, 33,22% e 17,02%, respectivamente, para uma velocidade de 32 km/h do mesmo veículo [TAO, 1988, apud ZUCCHI, 2012].

O balanço de energia usando combustíveis convencionais mostra: 17-26% de perda pelo sistema de arrefecimento, 36-50% de perdas por meio dos gases exaustos e 3-10% de outras perdas de MCI de ignição por centelha [HEIWOODY 1988, apud ABEDIN, 2013]. Verifica-se, portanto, que há farta disponibilidade de pesquisas sobre o balanço de energia em um MCI a partir de combustíveis convencionais. Porém faz-se necessário uma investigação intensa sobre comportamento do balanço energético do MCI, quando operando com misturas combustíveis e ou combustíveis alternativos, sob o impacto de diversas variáveis discretas, como por exemplo

o carregamento, para revelar a viabilidade da interação das misturas e dos combustíveis alternativos com as características do MCI [ABEDIN, 2013].

Muitos pesquisadores consideram o balanço energético do MCI em diferentes termos e formas, mas a fundamentação essencial é a Primeira Lei da Termodinâmica [AJAV, 2000] [TAYMAZ, 2006] [YILDIRIM, 2012]. Os principais termos do balanço de energia são a potência efetiva, a perda de calor por arrefecimento e a perda de calor por meio dos gases exaustos. As demais perdas de energia são consideradas indeterminadas. Estas abrangem principalmente as perdas de calor por convecção e radiação [ABEDIN, 2013]. Outras muitas pesquisas consideram as perdas de calor a partir do óleo lubrificante (separadas do arrefecimento) também como perdas indeterminadas [HEIWOODY, 1998] [YÜKSEL, 2003] [DURGUN, 2009] [ÖZCAN, 2006].

O balanço interno de energia também varia sensivelmente em função dos vários fatores: características do MCI, condições operacionais e combustível utilizado. Portanto, para que possamos avaliar as referências apresentadas de forma adequada, faz-se necessária uma base comparativa que considere todas as variáveis envolvidas.

A maioria dos estudos sobre simulações de MCI tem como base equações de balanço de conservação de massa e de energia. Esta análise permite avaliar o desempenho do motor e prever as emissões, porém não permite avaliar a degradação de energia que provoca uma redução da produção de trabalho [SEZER, 2013]. A Segunda Lei da Termodinâmica, no entanto, faz uma distinção entre a quantidade e a qualidade da energia, considerando as irreversibilidades. Portanto, utilizando-se a Segunda Lei da Termodinâmica, juntamente com os princípios de conservação de energia, torna-se possível distinguir a exergia (disponibilidade), fundamentada no Apêndice I, que é consumida em um processo real da energia, que é conservada [MORAN, 2006]. Com o crescente debate acerca dos impactos ambientais, econômicos e sociais decorrentes do uso do veículo automotor, estudos de balanço interno de MCI por meio de análise exérgica tendem a ganhar maior relevância.

As ineficiências termodinâmicas associadas a qualquer processo de conversão de energia podem ser expressas pelas perdas e pela destruição de exergia associadas ao processo. As avaliações em base exérgica podem ser utilizadas para reduzir as ineficiências, custos e

impactos ambientais associados aos sistemas termodinâmicos de conversão de energia, incluindo processos de combustão [TSATSARONIS, 2013].

Os processos de combustão exibem ineficiências termodinâmicas muito elevadas, causadas por reações químicas, transferências de calor, atrito e misturas, que causam destruição de exergia num processo real [TSATSARONIS, 2013]. O processo de combustão dentro dos cilindros é o maior contribuinte para irreversibilidades verificadas em um MCI, podendo ultrapassar 90% do total. Cerca de 80% das irreversibilidades verificadas na combustão ocorrem durante o processo de transferência de calor entre os gases e a mistura ainda não queimada [DUNBAR, 1994, apud RAKOPOULOS, 2006]. O aumento da temperatura de combustão diminui as irreversibilidades da combustão. Esta conclusão é correlacionada à anterior, uma vez que um aumento da temperatura da mistura diminui a quantidade relativa de transferência de calor da frente de chama para o resto da mistura ainda não queimada, pois menos calor será necessário para o combustível iniciar a ignição. Por outro lado, a transferência de calor às paredes do cilindro e a transferência de exergia associada aos gases exaustos aumentam com o aumento das temperaturas de combustão. Definitivamente, as irreversibilidades da combustão podem ser correlacionadas com a variação diferencial na composição da mistura, e, notavelmente, nada mais [RAKOPOULOS, 2006].

Valores típicos de irreversibilidades em cilindros, ou seja, associados ao processo de combustão, são da ordem de 20-25% para MCI de ignição por centelha quatro tempos a plena carga, turbo, ou para o funcionamento do motor Diesel. Valores maiores são esperados para o funcionamento do MCI de ignição por centelha, ou de ignição por compressão operando em cargas parciais. Por exemplo, para cargas inferiores a 20%, as perdas por irreversibilidades podem chegar a 40% ou mais da exergia química do combustível, devido às temperaturas mais baixas dos gases [RAKOPOULOS, 2006].

Sezer e Bilgin, a partir de pesquisa sobre os efeitos da relação A/F no balanço de exergia de um MCI de ignição por centelha, demonstraram que a taxa tem efeitos significativos sobre a exergia da mistura combustível, transferências de exergia e irreversibilidades. A maior transferência de exergia associada à transferência de trabalho é obtida com a mistura convergindo para o entorno da razão estequiométrica, quando também ocorre a máxima perda de calor, enquanto que máximas irreversibilidades e perdas de exergia nos gases exaustos ocorrem quando utilizadas misturas ricas. O enriquecimento da mistura A/F além do entorno da

razão estequiométrica não tem contribuição significativa para exergia associada à transferência de trabalho. No entanto, a pequena inclinação da relação para uma mistura levemente pobre, ainda no entorno da razão estequiométrica, resulta em um aumento na eficiência [SEZER, 2013].

Um balanço comparativo de energia em um MCI de ignição por centelha de 8 cilindros, adaptado para o GNC, à 4000 rpm e carga máxima, demonstra que as irreversibilidades associadas à combustão são praticamente as mesmas para a gasolina e para o GNC, enquanto que as irreversibilidades associadas às transferências de calor são maiores para a gasolina, comparadas ao GNC. Demonstram também exergias associadas à transferência de calor a partir do sistema de arrefecimento e aos gases exaustos na ordem de 10 e 20% da exergia do combustível, respectivamente [SOBIESIAK, 2003, apud RAKOPOULOS, 2006].

A análise de balanço interno em base exergética de um MCI aspirado de 4 cilindros bicomustível em carga plena, realizada por Gharehghani et al. demonstra que para todos os pontos de funcionamento, o percentual de energia e a transferência de exergia através de gases exaustos e do sistema de arrefecimento utilizando gasolina são mais baixos do que utilizando GNC. No entanto, a exergia destruída utilizando gasolina é maior do que utilizando GNC em média cerca de 5,8%. Uma constatação relevante, possibilitada pela análise da exergia, é que o MCI quando propelido a GNC tem maior eficiência exergética comparado a quando propelido à gasolina, ou seja, uma maior parte da disponibilidade inicial do combustível é convertida em trabalho útil. Além disso, o combustível GNC poderia superar a gasolina em potência efetiva, de acordo com as premissas da Segunda Lei, o que pode ser alcançado, aproveitando a maior resistência à detonação do GNC e aumentando a taxa de compressão do MCI [GHAREHGHANI, 2015].

A análise exergética, portanto, prevê uma postura mais crítica e visão aprofundada sobre os processos no MCI, pois define as irreversibilidades associadas a cada etapa do processo e atribui diferentes magnitudes as disponibilidades associadas aos gases exaustos e aos demais termos de transferências de calor. Ao fazê-la, percebe-se como parâmetros específicos do MCI, que podem melhorar o seu desempenho, são afetados [RAKOPOULOS, 2006].

Para uma avaliação mais abrangente e direcionada da interação entre as características do MCI e as propriedades de combustíveis alternativos, algumas lacunas ainda carecem ser melhor

abordadas. Uma análise comparativa dos parâmetros característicos, considerando os diferentes aspectos de funcionamento avaliados em cada etapa do processo de geração de potência a partir de base de análise adequada, se faz necessária. Este trabalho intenta abranger combustíveis alternativos de interesse nacional, utilizados em um MCI, cujas características representam as faixas de maior volume de mercado. Considera-se então condições operacionais variadas, não apenas de velocidade de rotação, como também de carregamento, configurando a grande amplitude operacional de um veículo automotor convencional. Além destas, impactos de diferentes relações de transmissão, que respondem por cerca de 3 a 8% das perdas no MCI, também são avaliados.

Por último, percebe-se que a otimização de parâmetros característicos de um MCI depende mais da adequabilidade das características da máquina térmica aos combustíveis utilizados do que propriamente das propriedades dos combustíveis. Ou seja, características de projeto e regulagens do MCI mais adequadas às propriedades dos combustíveis alternativos já possibilitam resultados adversos, além também de outras impressões quanto à utilização em larga escala dos respectivos combustíveis.

2.2.3 Estratégias de otimização do uso dos combustíveis alternativos no MCI

Diversas variáveis desempenham um papel vital no desenvolvimento do moderno MCI. No caso do MCI de ignição por centelha, os parâmetros de projeto principais, como taxa de compressão, geometria da câmara de combustão, ângulo de ignição, desenho de portas de entrada para efeito de movimentação de ar desejado (especialmente alto redemoinho para aumentar a velocidade de queima), tem que ser otimizados para reduzir significativamente as emissões. Conjuntamente, melhorias significativas na eficiência do uso do combustível podem ser alcançadas através da melhoria do processo de troca térmica gasosa, reduzindo a perdas de calor e de bombeamento, quando operando em cargas parciais, apenas adotando tecnologias disponíveis [ALAGUMALAI, 2014].

Desenvolvimentos para um MCI mais eficiente trazem implicações à ciência da combustão e combustíveis utilizados para traslado com maior resistência à detonação ganham relevância futura. O MCI tem seu desempenho limitado, pelo menos em alguma parte de seu regime de funcionamento, pela resistência à detonação do combustível utilizado. Se a

capacidade antidetonante do combustível é aumentada, as chances de detonação são reduzidas e o MCI torna-se mais suscetível a operar próximo à condição ideal, quando o desempenho pode ser melhorado até o seu limite [KALGHATGI, 2015].

As tendências atuais para o desenvolvimento do MCI permeiam a estratégia *engine downsizing*, que consiste na redução dos tamanhos dos motores, geralmente por meio da redução do número e ou do curso dos cilindros, objetivando a redução do consumo e consequente redução das emissões, sem, no entanto, perda equivalente de desempenho, repercutindo em maior eficiência à operação dos mesmos. Esta é a estratégia adotada pela indústria para responder de imediato à demanda criada pelo programa europeu de emissões, Euro V, voltado particularmente aos veículos comerciais leves propulsores a MCI de ignição por centelha. A manutenção do desempenho, em detrimento da redução do tamanho do MCI, pode ser alcançada a partir da implementação de tecnologias já consolidadas, ou ainda em desenvolvimento, geralmente associadas à otimização do carregamento. Outras tecnologias como comando de válvulas e taxa de compressão variáveis, ou mesmo a combinação de algumas destas também são utilizadas [SROKA, 2015].

A estratégia *engine downsizing* aliada à turbo-alimentação é constantemente perseguida pelos fabricantes, a fim de aumentar a eficiência de MCI de ignição por centelha, minimizando o estrangulamento em baixas cargas, embora assegurando uma elevada potência de pico. Tal como em outras estratégias para incremento da eficiência e do desempenho no MCI de ignição por centelha, como por exemplo, o aumento da taxa de compressão, o *downsizing* aliado a turbo-alimentação também aumenta a pressão máxima e a temperatura dos gases ainda não queimados, aumentando a possibilidade de detonação [KALGHATGI, 2015].

Portanto, possíveis incrementos de eficiência dos modernos MCI podem estar vinculados também ao desenvolvimento de características de projeto adequadas ao uso de combustíveis alternativos, como o etanol e o GNC, com maior resistência a detonação, comparados à gasolina.

No Brasil, inovações tecnológicas implementadas foram motivadas principalmente por políticas de incentivos ao mercado, principalmente incentivos fiscais. As medidas fiscais estimularam a indústria automobilística brasileira a introduzir novas tecnologias. Primeiramente, com os veículos propulsores a etanol através do Proálcool, cujos objetivos

principais eram reduzir a dependência do país das importações de petróleo e reduzir o seu déficit comercial. Depois incentivos aos veículos compactos, de MCI com cilindrada até 1000 cm³, popularizando a aquisição de veículos pelas classes média e baixa, impactaram fortemente sobre as estratégias locais de fabricantes de automóveis, especialmente em atividades de desenvolvimento de produto. Posteriormente, incentivos à comercialização dos veículos *flex-fuel*, de tecnologia desenvolvida no Brasil, adquirida a partir do desenvolvimento dos veículos propelidos a etanol, através de pesquisa realizada por empresas do setor de autopeças. Constatase, até então, a influência das políticas sobre o perfil da frota no país. Recentemente o governo brasileiro estabeleceu o Programa Brasileiro de Etiquetagem Veicular, PBEV, para rotulagem voluntária de veículos, que visa melhorar a eficiência energética dos veículos leves novos. O trabalho de Bastin et al. avalia a probabilidade de este programa alcançar o seu objetivo principal e em que medida ele pode promover a introdução de novas tecnologias automotivas. Neste ponto, não há ainda perspectivas para a introdução de tecnologias mais avançadas na frota de veículos leves fabricados no Brasil. As novas tecnologias emergentes, como o *engine downsizing* e a sobrealimentação, a injeção direta, taxa de compressão variável, *VCR (Variable Compression Rate)* e desativação de cilindros, não são esperadas para um curto prazo. Algumas tecnologias de motor e transmissão, como comando de válvulas variável, transmissão automáticas de cinco ou seis velocidades e transmissão continuamente variável, *CVT (Continuously Variable Transmission)*, já foram introduzidas no mercado brasileiro antes do PBEV, mas apenas em veículos que tem maior margem de lucro e pouca representação na frota. [BASTIN, 2010].

2.2.3.1 Sobrealimentação

A sobrealimentação pode compensar as perdas de bombeamento e ainda aumentar consideravelmente a quantidade de energia da mistura que pode entrar no cilindro utilizando a energia residual contida nos gases exaustos com fluxo através de um turbocompressor. No entanto, o sobrecarregamento na saída de um MCI de ignição por centelha poderá agravar o problema da detonação. Esta é a razão para relação de compressão mais baixa de um MCI sobrecarregado comparado a um naturalmente aspirado. O maior desempenho para um dado volume deslocado significa baixos peso e volume do MCI para mesma potência efetiva gerada. Assim, os mesmos requisitos de desempenho podem ser entregues por um MCI turbinado de tamanho menor, comparado a um MCI naturalmente aspirado, de tamanho maior, configurando

o *downsizing*. Dados experimentais demonstram que o potencial da sobrealimentação para reduzir o consumo específico de combustível em condições de carga parcial é de cerca de 3-10% em comparação com o motor naturalmente aspirado [KUTLAR, 2005].

O *intercooler* é um trocador de calor compacto de fluxo cruzado que tem a função de resfriar o ar que segue para dentro da câmara de combustão. Com o *intercooler*, o ar, após passar pelo compressor, é resfriado antes de entrar na câmara de combustão (cilindro), aumentando a sua massa específica [SILVA, 2008]. O uso do *intercooler* é recomendado para pressões relativas superiores a 0,6 barg já que temos um aumento significativo da temperatura do ar comprimido pelo compressor [NAKANO, 2007].

A sobrealimentação em um veículo nacional equipado com motor Otto de baixa cilindrada apresenta resultados de desempenho equivalentes aos motores de maior cilindrada. Uma simulação realizada por meio do programa Motor IST, desenvolvido pelo Instituto Superior Técnico (IST) de Lisboa, Portugal aponta incremento de potência para adoção de um turbocompressor em um MCI ciclo Otto de um veículo nacional de baixa cilindrada em torno de 40% e quando associado a um *intercooler*, em torno de 51%. Apesar do grande incremento no consumo horário, cerca de 33%, o consumo específico tende a melhorar a partir da aplicação do sistema turbocompressor em cerca de 5%. E quando associado ao *intercooler*, cerca de 12% [SILVA, 2008]. A sobrealimentação também altera positivamente a relação peso/potência do MCI. Experimento realizado por Gharehghani et al. demonstra que o uso do GNC em MCI, associado a um turbocompressor conduz a 4,5% e 4,0% mais eficiência térmica do que o uso da gasolina e do GNC em MCI aspirado, respectivamente. Além disso, uma segunda análise demonstra que o uso de um turbocompressor leva a um aumento médio de 3,6% da eficiência exergética do MCI [GHAREHGHANI, 2013].

O desenvolvimento contínuo do turbocarregamento é fundamental para o aumento da eficiência do MCI com injeção convencional e também por injeção direta de combustível, através da estratégia *engine downsizing* pois, termodinamicamente, o uso da energia ainda disponível nos gases exaustos para este fim é preferível. Ainda há muito a ser feito em projetos de turbocompressores, particularmente no aumento da eficiência em baixa velocidade, em desempenho transitório particularmente usando pás da turbina e na extração melhorada de energia do fluxo altamente pulsante emanado na descarga do MCI [TAYLOR, 2008].

Um estudo desenvolvido por Liu et al. avalia a viabilidade para recuperação da energia contida nos gases exaustos após etapa de exaustão, através de recuperação direta, por meio da expansão secundária dos gases, e de recuperação indireta, por meio de transferência de calor, como nos ciclos Rankine e Brayton. Apesar de vantagens evidenciadas para sobrealimentação, resultados mostram que o ciclo de recuperação direta demonstra pouco ou nenhum potencial positivo para um MCI de ignição por centelha, demonstrando viabilidade apenas para um MCI de ignição por compressão, em plena carga e com alta pressão do turbo. Os ganhos também variam em função das condições operacionais do MCI. A recuperação indireta, por meio de transferência de calor desvinculam a recuperação de energia do ciclo de bombeamento do motor e demonstra um maior potencial de economia de energia do que a recuperação direta, porque a principal forma de energia dos gases exaustos é a energia térmica, em vez da energia de pressão. Além disso, a recuperação indireta tem pouca influência sobre o ciclo de trabalho do motor e pode servir tanto para um MCI de ignição por centelha, quanto para um de ignição por compressão, respondendo a uma maior gama de condições de funcionamento [LIU, 2013].

2.2.3.2 Injeção direta

O MCI com injeção direta tem menor consumo de combustível comparado ao sistema de injeção convencional, devido ao uso de mistura pobre. O ganho efetivo alcançado para este sistema reside principalmente na condição de carregamento parcial, quando menos combustível é injetado, porém sem a correspondente restrição na admissão de ar, utilizando, para tanto, técnicas de combustão como a carga estratificada. Os principais incrementos de eficiência para um MCI com injeção direta advêm da ampliação da faixa sobre a qual o motor pode operar com mistura pobre, além também do aumento da taxa de compressão em relação ao sistema convencional [TAYLOR, 2008]. Alcança-se também uma baixa produção de poluentes (NO_x e CO) em condições de carga parcial, o que faz com que a implementação da injeção direta, de forma geral, satisfaça as exigências legais mais rígidas de emissões [CAMPIGLIA, 2007]. O carregamento estratificado também contribui para evitar problemas de detonação [KUTLAR, 2005]. Entretanto, efeitos de variabilidade, resultado de instabilidades no processo de combustão, cuja repercussão mais contundente é a variação da pressão média efetiva (p_{me}), são frequentemente mais observados em motores com queima pobre e carga estratificada. Testes comparativos realizados apontam incremento de 4% em potência, com praticamente o mesmo consumo específico, além de redução de 50% em emissões de NO_x , porém com aumento

respectivamente de 34% e 48% de emissões de hidrocarbonetos e CO, para um MCI com injeção direta a 20 bar por meio de sistema de distribuição com conduto comum (*common rail*) com taxa de compressão modificada para 14:1, propelido a GNC, quando comparado com o motor convencional à gasolina, com taxa de compressão de 10:1 [HASSAN, 2009].

Variações do sistema de injeção direta como sistemas multicomcombustíveis com dupla injeção, *DFSI (Dual Fuel Spark Ignition)*, tanto álcool-gasolina (alimentação convencional com álcool e injeção direta de gasolina), quanto gasolina-álcool (alimentação convencional com gasolina e injeção direta de álcool) estão em desenvolvimento. Um estudo experimental realizado por Wang et al. a partir de um MCI com alta taxa de compressão utilizando os sistemas de injeção respectivos obteve melhoria de eficiência e aumento da resistência a detonação significativos. Wang define o *DFSI* como a melhor forma de utilização dos álcoois no MCI. Comparativamente, o sistema que utiliza a injeção direta de álcool e alimentação convencional com gasolina é considerado a melhor alternativa técnica entre as duas variações, em função do melhor aproveitamento do calor latente de vaporização do álcool, que reduz a temperatura da mistura, e conseqüentemente a temperatura da compressão, fornecendo melhores resistência à detonação, pressão média efetiva e eficiência térmica [WANG, 2015].

2.2.3.3 Taxa de compressão variável – *VCR (Variable Compression Rate)*

O trabalho de Costa e Sodré investiga a influência da relação de compressão em um MCI de ignição por centelha de 1000 cm³, 4 cilindros, *flex-fuel*, abastecido por uma mistura E22 ou etanol hidratado, testado em um dinamômetro de bancada, variando-se a velocidade e a taxa de compressão, em carga plena. Resultados obtidos demonstram que o aumento da taxa de compressão tem mais sentido apenas para aquelas acima do limite de detonação da gasolina, quando o uso do etanol apresenta ganhos de desempenho e eficiência, apesar do aumento do consumo específico. Também sugere futuras investigações da influência da taxa de compressão em cargas parciais, para uma melhor representação das condições de condução regulares e indica o *VCR* como solução definitiva para otimização de um MCI *flex-fuel* [COSTA, 2011]. Já o uso da estratégia de recirculação dos gases de escape, *EGR (Exhaust Gas Recirculation)*, é economicamente capaz de satisfazer normas de emissões cada vez mais restritas. Verificou-se que a diluição do *EGR* com a utilização de uma mistura de ar-combustível estequiométrica suprime a ocorrência de detonação e melhora a estabilidade operacional do MCI com razões de

compressão mais elevadas, reduzindo significativamente as emissões de NO. Além disso, o desempenho do motor foi significativamente melhorado quando a estratégia de diluição *EGR* foi empregada em maiores taxas de compressão. O aumento de taxa de compressão de 8 para 12, para uma diluição de 10% do *EGR*, resultou em um aumento de cerca de 11% da potência efetiva, além de redução do consumo de combustível em cerca de 10% [IBRAHIM, 2009].

A taxa de compressão variável, *VCR*, parece ser a chave que permitiria eficiências excepcionais para a tecnologia de motores de tamanho reduzido, ainda de acordo com a tendência *engine downsizing*, em busca das reduções de consumo dos combustíveis e respectivas emissões de CO₂, quando em carregamento parcial, sem perdas de desempenho a plena carga.

O estrangulamento em condições de carga parcial diminui significativamente a pressão de admissão, o que leva a uma menor pressão final, repercutindo, portanto, em uma menor taxa de compressão. Enquanto isso, a fração residual de gases não queimados no exausto aumenta. Ambos efeitos resultam em uma má qualidade da combustão (maior duração de combustão e variabilidade cíclica), repercutindo em uma baixa eficiência indicada. Por outro lado, também suscita uma menor probabilidade de detonação. Assim, aumentando a taxa de compressão em carga parcial, a eficiência de combustão pode ser melhorada sem maiores problemas com a detonação. Portanto a taxa de compressão do motor pode ser variada de acordo com as condições de velocidade de rotação e de carga, a fim de melhorar a eficiência [KUTLAR, 2005].

Considerando apenas a gasolina como combustível, a comparação de valores *MBT* demonstram que o aumento da taxa de compressão torna-se contraproducente em valores acima de 11~12:1, considerando a respectiva redução no ângulo de avanço, que elimina o benefício de uma maior taxa de compressão [ROBERTS, 2002]. O potencial da compressão variável pode ser explorado ao máximo havendo baixa cilindrada e sobrealimentação. Um MCI de ignição por centelha é mais eficiente e extrai melhor a energia do combustível quando funciona em cargas máxima. Motores pequenos têm que trabalhar mais próximos de sua carga máxima, sendo capazes de fazer render melhor o combustível. Para estas condições, as perdas por bombeamento são menores em um motor de menor cilindrada.

Apesar de a motivação principal do MCI com *VCR* ser o ganho inerente à melhor resposta do MCI às variações das condições operacionais, considera-se aqui, ao menos, para o Brasil,

como maior motivação, a continuidade da possibilidade de escolha do combustível a ser utilizado. Esta possibilidade, conferida pelo aparecimento da tecnologia *flex-fuel*, pode ser aliada a grandes ganhos de eficiência, desempenho e emissões, principalmente quando utilizados combustíveis alternativos, de elevadas resistências à detonação, possibilitando taxas de compressão máximas da ordem de 14:1 a 16:1.

Até então, motores com *VCR* não atingiram o mercado, apesar de patentes e experiências alcançadas já ao longo de décadas, devido a restrições de capacidade técnica e problemas de fabricação a serem superados, que possam repercutir em custos de produção viáveis para indústria automotiva. Apesar disso, vários desenvolvimentos podem ser citados, como variação do volume da câmara de combustão, movimentação da cabeça do cilindro e variação da altura da base dos pistões.

2.2.3.4 Sistema de comando de válvulas variável

No sistema de variação do tempo de abertura e cruzamento das válvulas de admissão e exaustão, ao fechar precocemente ou tardiamente a válvula de admissão, as perdas por estrangulamento, ou bombeamento, podem ser reduzidas. A carga do motor passa a ser controlada através do tempo de abertura da válvula de admissão, em detrimento do processo convencional de limitação da carga de entrada por meio de restrição de fluxo. O principal efeito disto é o aumento da eficiência em condições de carga parcial. Dados experimentais mostram que o potencial do sistema de comando de válvulas variável para diminuição do consumo de combustível em condições de carga parcial é de cerca de 5-15% em comparação com o sistema de controle de válvula convencional. [KUTLAR, 2005].

O potencial para diminuição do consumo também varia com a velocidade de rotação. A maior eficiência volumétrica do sistema de comando de válvulas variável verificada em altas rotações deve-se ao cruzamento das válvulas de admissão e exaustão, quando ambas encontram-se abertas, no final do ciclo de exaustão e início do ciclo de admissão, permitindo um melhor enchimento da câmara de combustão com carga nova de mistura ar-combustível [WYSZYNSKI, 2002].

2.2.3.5 Sistema de desativação de cilindros (curso total variável)

O objetivo é reduzir o volume total do curso, desativando seletivamente alguns cilindros de um MCI em condições de carga parcial. Isto significa que, em vez de reduzir a carga ar-combustível da mistura por meio da válvula de estrangulamento, em condições de carregamento parcial, o volume total do curso do motor é reduzido, apenas desativando alguns dos cilindros do trabalho. O resultado é que, enquanto a *pme* líquida total (cilindros ativos e inativos) mantém-se constante, a *pme* líquida dos cilindros de trabalho (cilindros ativos) aumenta, portanto, a perda por bombeamento diminui em comparação com o sistema convencional. Ao mesmo tempo, a eficiência de combustão aumenta com o aumento da *pme* líquida dos cilindros ativos. O ponto-chave é que o decréscimo na proporção entre a *pme* de bombeamento e a *pme* bruta é conseguido simultaneamente através da diminuição da *pme* de bombeamento e aumento da *pme* bruta [KUTLAR, 2005]. *Engine downsizing* também pode ser alcançado através da desativação de cilindros. A estratégia é facilitada devido à tendência de aumento na flexibilidade do comando de acionamento de válvulas. O desafio é reduzir os custos e aumentar a sua flexibilidade, provavelmente por substituição dos comandos convencionais por atuadores eletro-hidráulicos ou até eletropneumáticos [TAYLOR, 2008].

2.2.3.6 Combinação da aplicação das estratégias tecnológicas

Algumas das estratégias e tecnologias mencionados podem ser usados simultaneamente para superar o déficit de eficiência do uso do combustível para o MCI de ignição por centelha operando em carga parcial. Isto dá a oportunidade de combinar as vantagens e, simultaneamente, eliminar algumas das desvantagens das respectivas tecnologias. O potencial de economia alcançado pela combinação das diferentes tecnologias não é uma soma algébrica dos seus potenciais individuais, uma vez que estes sistemas estão afetando as mesmas perdas físicas no MCI, mas estas combinações são essenciais para se obter um efeito sinérgico [KUTLAR, 2005]. Resultados demonstram que o potencial de economia de combustível de um comando de válvulas totalmente variável é de 8-10%, mas esse potencial aumenta para 14-16% quando a desativação de cilindros está incluída. O potencial de economia de combustível para a injeção direta com carga estratificada é de 10-14%, mas esse potencial aumenta para 15-18% quando o sistema de comando de válvulas variável é introduzido e para 19-23%, quando um sistema de desativação de cilindros também é adicionado. Os valores dos potenciais

combinados são baseados em resultados obtidos em banco de ensaios de motores com injeção direta de gasolina, com atuação de válvula eletromecânica e também a partir de simulações [SALBER, 2002, apud KUTLAR, 2005]. Para atender aos critérios de desempenho, os volumes do curso do MCI utilizando GNC necessitam ser cerca de 20% maior do que utilizando gasolina [TAYLOR, 2008].

Várias estratégias tecnológicas correntes voltadas ao aumento da eficiência de um moderno MCI de ignição por centelha tendem a demandar propriedades compatíveis com as de combustíveis alternativos, como as do etanol e as do GNC. Por outro lado, estes combustíveis já possuem características que possibilitam atender mais facilmente requisitos ambientais legais, o que os tornam bastante interessantes doravante. O alto consumo específico do etanol ou o baixo desempenho do GNC, verificados quando estes são utilizados em motores de veículos nacionais leves, podem ser mitigados a fim de atender critérios esperados. Também maiores rendimentos podem ser alcançados, mesmo em condições de carga parcial. Para tanto, características do MCI podem ser desenvolvidas a partir das estratégias tecnológicas referenciadas, de forma a coadunar com propriedades dos combustíveis alternativos utilizados.

3. Metodologia

A metodologia empregada consiste em ensaios experimentais de um veículo em um sistema preparado com um dinamômetro de chassi, elemento principal para obtenção dos dados utilizados na modelagem matemática. A abordagem remete à aplicação dos conceitos termodinâmicos observados na Revisão de Literatura aos processos nos quais propriedades químicas e características de combustão, para os diferentes tipos de combustíveis, utilizados em escala comercial no Brasil: gasolina comum, AEHC, misturas gasolina/AEAC (E50 e E75) e GNC, interagem com as características de projeto do motor de combustão interna de ignição por centelha de um veículo comercial leve nacional, original de fábrica, multicomcombustível.

Os parâmetros de análise principais, consubstanciados e definidos no Apêndice, representam de forma abrangente os aspectos estudados do MCI: desempenho, eficiência, consumo e emissões, conforme os objetivos específicos do trabalho, respeitando e considerando ainda a limitação dos recursos disponíveis. São eles:

- Torque, para rotações pré-definidas, obtido diretamente a partir de medição efetuada por meio do dinamômetro de chassi;
- Potência líquida efetiva, definida conforme NBR ISO 1585, para rotações pré-definidas, obtida diretamente a partir de medição efetuada por meio do dinamômetro de chassi;
- Consumo específico, obtido a partir de medições de potência e de vazão mássica, esta última obtida através de método gravimétrico, conforme NBR 7024;
- Eficiência térmica, obtida a partir do consumo específico e do PCI do combustível utilizado;
- Eficiência volumétrica, obtida a partir da vazão de ar de entrada para rotações pré-definidas;
- Eficiência exergética, obtida a partir de medições de temperaturas dos gases de exaustão, indicada por meio de leitura de analisador de gases, e do ar, indicadas por meio do termostato do sistema do dinamômetro. Utilizando-se ainda da modelagem matemática desenvolvida para o volume de controle definido para o MCI;

- Emissões (O₂, CO, CO₂, NO e NO₂), obtidas diretamente a partir de medição efetuada por meio de analisador de gases.

3.1 Planejamento do experimento

3.1.1 Normas aplicáveis

Os objetivos específicos do trabalho distanciam o experimento na forma de obtenção e de apresentação dos resultados da execução dos ensaios descritos nas normas associadas vigentes. Os ensaios descritos nas normas, servem, entre outros, de referência para definição e apresentação de condições limites legais, definidas através de órgãos reguladores. Portanto, necessitam indicar informações com características próprias, adequadas à regulação. Este trabalho intenta avaliar os parâmetros de análise definidos, com abrangência técnica na área de conhecimento de MCI, que possam direcionar e consubstanciar avanços tecnológicos na área e iniciativas voltadas ao desenvolvimento e a consolidação do uso de combustíveis alternativos. Portanto, abdica-se de sequências e rotinas descritas em normas, propondo-se, sem prejuízos técnicos, a metodologia descrita. Ainda assim, o experimento considera e referencia estas normas, quando possível, sem, no entanto, qualquer preocupação em segui-las, ou atendê-las integralmente. O maior interesse reside na adoção de boas práticas elencadas nas mesmas para execução dos ensaios.

As normas referenciadas neste trabalho são, em suas últimas revisões:

- NBR ISO 1585 – Veículos rodoviários – Código de ensaio de motores – Potência líquida efetiva;
- NBR 6601 – Análise dos gases de escapamento de veículos rodoviários automotores leves à gasolina;
- NBR 7024 – Veículos rodoviários automotores leves – Medição de consumo de combustíveis

3.1.2 Condições dos ensaios

A fim de conferir credibilidade necessária à coleta de dados, foram adotadas algumas premissas básicas descritas de acordo com as normas citadas:

- Os ensaios são realizados, durante toda a sequência, à temperatura ambiente entre 20°C e 30°C [NBR 6601, 2012]. Para a medição de potência, a temperatura ambiente de referência para o ensaio é de 25°C e a pressão seca¹ ambiente de referência é de 99kPa. Esta última deverá estar entre 80 kPa e 110 kPa. Caso as condições de referência não possam ser mantidas, deverá ser aplicado o fator de correção de potência para motores de ignição por centelha (a_a), para obter a potência líquida efetiva corrigida [NBR ISO 1585, 1996].

O fator de correção (a_a) para motores de ignição por centelha naturalmente aspirados, ou sobrealimentados, deverá ser calculado pela equação:

$$a_a = \left(\frac{99}{p_d}\right)^{1,2} \left(\frac{T_d}{298}\right)^{0,6} \quad (3.1)$$

Aplicável somente se $0,93 \leq a_a \leq 1,07$, onde:

T_d é a temperatura absoluta, em K, na entrada de ar do motor;

p_d é a pressão atmosférica (ambiente) seca, em kPa, isto é, a pressão barométrica total menos a pressão de vapor de água;

- O veículo deverá permanecer na posição horizontal durante toda a sequência dos ensaios para evitar uma distribuição anormal de combustível [NBR 6601, 2012];

- Conforme condições de ensaio de potência, para motores de ignição por centelha [NBR ISO 1585, 1996], o acelerador do veículo deverá estar plenamente acionado, remetendo à condição de borboleta totalmente aberta WOT (do inglês: *Wide Open Throttle*);

¹ Pressão seca é baseada em uma pressão total de 100kPa e uma pressão de vapor de 1kPa.

- Os dados de consumo e emissões devem ser obtidos sob condições estabilizadas de operação. Torque, rotação e temperaturas deverão ser mantidos substancialmente constantes por pelo menos 1 (um) min para que então seja efetivada a tomada de dados;

3.1.3 Definição dos ensaios

A partir de uma análise preliminar das variáveis associadas ao experimento, por meio de método estatístico conhecido como DOE (*Design of Experiments*) [BOX et al, 1978], a fim de conferir o critério necessário ao planejamento, pôde-se verificar a influência da velocidade de rotação e como a mesma se relaciona com os parâmetros de análise estudados. Constatou-se que a velocidade de rotação, mesmo quando não representa significância, considerando os critérios do DOE, ainda assim exerce influência sobre os parâmetros de análise, como no caso das emissões.

Como a análise está restrita a apenas um veículo, operando com vários tipos de combustíveis, sendo este o objetivo do estudo comparativo, a fim de reduzir o número de ensaios e, conseqüentemente, duração e custos dos experimentos, conforme objetivos do DOE, pode-se, de forma prática, fixar a rotação, para então obter e comparar todos os parâmetros de análise sob uma mesma base, a partir da execução dos mesmos ensaios.

Considerando as condições indicadas em normas, método DOE, características operacionais do veículo avaliado e o caráter comparativo do trabalho, as velocidades de rotação definidas para os ensaios foram definidas de acordo com as seguintes premissas:

- Objetivando a cobertura integral das condições operacionais típicas do veículo [NBR ISO 1585, 1996] e nível de confiança satisfatório, os ensaios para medição dos parâmetros de análise devem ser realizados em, no mínimo, três diferentes velocidades de rotação, cumprindo-se mínimo de três séries de observações para cada medição;

- A faixa de rotação deverá contemplar a rotação na qual o motor produz sua potência máxima [NBR ISO 1585, 1996];

- A faixa de rotação deverá contemplar a rotação na qual o motor produz seu torque máximo;

Desta forma, considerando as potências e os torques máximos, indicadas no manual do veículo [FIAT GROUP, 2013], utilizando os combustíveis gasolina comum, AEHC e GNC, conforme Tabela 3.1 e condições de segurança para a realização do experimento, foram definidas as rotações de 1500 rpm, 2500 rpm, 3500 rpm e 5750 rpm para realização dos ensaios. Por questões de segurança, concernentes a restrições operacionais do dinamômetro utilizado, não são realizadas medições gravimétricas de consumo na rotação de 5750 rpm. Nesta rotação são avaliados apenas parâmetros de torque e potência do veículo, em ensaios de rampa.

Tabela 3.1. Dados operacionais do motor - Grand Siena Tetra Fuel. Fonte: Manual do veículo

GRAND SIENA TETRA FUEL – FIAT			
	E25	AEHC	GNC
Potência máxima/cv ou kW	85,0 ou 63,0	88,0 ou 65,0	75,0 ou 55,0
Regime correspondente à potência máxima/rpm	5750	5750	5750
Torque máximo/Nm	121,6	122,6	104,9
Regime correspondente ao torque máximo/rpm	3500	3500	2500

A partir da potência dissipada (\dot{W}_d), medida por meio do dinamômetro em ensaios de desempenho, também é possível avaliar os parâmetros de análise em carga parcial (C_p), além de em carga máxima (C_m). A potência dissipada consiste nas perdas na transmissão e na resistência dos pneus ao rolamento, que é uma potência resistiva. Como o veículo permanece parado, não há arrasto aerodinâmico, tão pouco outra potência resistiva, considerando que os testes são realizados com o veículo na posição horizontal, sem influência da força da gravidade [MURTA, 2008].

A fim de operacionalizar as condições dos ensaios, estes são realizados em duas etapas. Na primeira etapa obtém-se os dados de desempenho de referência a partir da função dinâmica do dinamômetro, sem aplicação do freio dinamométrico. Na segunda etapa obtém-se os dados de consumo e emissões concernentes às rotações de referência.

Na primeira etapa são preliminarmente levantadas as curvas de torque, potência efetiva e potência dissipada, com o acelerador plenamente acionado, configurando a condição de borboleta totalmente aberta. Desta forma, poderão ser obtidas e fixadas no dinamômetro as forças de tração equivalentes às potências efetivas, correspondentes às condições de carga máxima, nas velocidades de rotação definidas para medição, a partir da aplicação do freio dinamométrico, disponibilizada na função estática do sistema.

Quando da execução da segunda etapa dos ensaios o operador do veículo deve acionar o acelerador até alcançar a rotação de referência, mantendo-a por pelo menos 1 (um) min, a fim de estabilizar a rotação definida para o torque conjugado fixado no dinamômetro. Condição facilitada na prática em virtude do acionamento pleno do acelerador. A partir da aplicação de um calço móvel, também poderão ser estabilizadas as rotações definidas para respectivas medições dos demais parâmetros de análise, em carga parcial, correspondente à potência dissipada medida. Atendidas as condições descritas, são realizadas as medições de consumo e emissões, além dos demais componentes de medição indireta dos parâmetros de análise. Todos os valores associados ao torque e à potência decorrem das medições obtidas sem a aplicação do freio dinamométrico, considerando a indicação do fabricante, de que o sistema apresenta diferenças entre as mesmas medições, quando efetuadas no modo dinâmico e no modo estático.

As rotações devem ser alcançadas nas marchas respectivas, aplicadas conforme indicações de velocidade para troca de marchas elencadas no manual do veículo, Tabela 3.2 [FIAT GROUP, 2013]. O uso do dinamômetro de chassi restringe a utilização da mesma relação de transmissão para todas as rotações definidas, quando aplicada a função estática, pois na rotação de 1500 rpm, em regime constante, as forças reativas podem suplantar as trativas, repercutindo em instabilidade operacional do MCI, que tende a interromper a operação. Enquanto possível, a fim de mitigar a influência da relação de transmissão nos resultados dos parâmetros de análise, os ensaios deverão ser realizados em 4ª marcha.

Para que seja possível também comparar a influência da relação de transmissão nos desempenhos, eficiências e emissões, na rotação de 2500 rpm e carga parcial, os ensaios foram realizados na 2ª e na 4ª marcha. Esta última, com resultados muito próximos da condição operacional de cruzeiro do veículo (3500 rpm, 4ª marcha), que deverá apresentar as maiores eficiências na condição de carga parcial.

Apesar das perdas associadas à maior velocidade, as maiores perdas no sistema de transmissão são devido ao torque aplicado. Cada engrenagem por onde o torque do motor passa está apoiada em um mancal de óleo onde existe um atrito que depende da força apoiada no mancal, que por sua vez depende do torque aplicado às engrenagens. A perda é proporcionalmente maior em veículos com motores menos potentes, em que uma parcela maior da potência é dissipada. A perda varia também de acordo com a marcha utilizada. Marchas maiores implicam em maior perda nos pneus, que depende da velocidade. Por outro lado, quanto mais próximo de 1:1 a relação da marcha utilizada, menor a perda total na transmissão.

Tabela 3.2 – Velocidade para troca de marchas Grand Siena Tetra Fuel. Fonte: Manual do veículo.

Troca de marcha	Velocidade mínima/km.h ⁻¹	Velocidade máxima/km.h ⁻¹
1 ^a → 2 ^a	12	35
2 ^a → 3 ^a	23	67
3 ^a → 4 ^a	37	105
4 ^a → 5 ^a	51	150

Por conveniência prática de disponibilidade de recursos, além da confiança e precisão alcançadas, adota-se o método gravimétrico para medição da vazão mássica de combustível [NBR 7024, 2002]. A vazão mássica é um componente da medição indireta dos parâmetros de análise consumo específico, eficiência térmica e exergética. O tempo mínimo de 1 min, definido já nas condições dos ensaios, atenderá também às condições de medição a partir do método gravimétrico, conforme verificação e análise da sensibilidade da balança de precisão utilizada.

Para possibilitar a efetivação das medições com uso do combustível GNC, em detrimento da lógica operacional embutida no sistema de gerenciamento eletrônico do veículo para manter as condições de dirigibilidade desejadas, conforme Figura 3.1 [FIAT GROUP, 2006], os ensaios com GNC precisam ser realizados com tanque de combustível de líquido do veículo na condição de reserva, a fim de evitar comutação automática para modalidade de uso de combustível líquido, quando a condição operacional requerer torque além daquele definido, conforme ajustes originais de fábrica [FIAT GROUP, 2013].

Como o objetivo do trabalho é a comparação dos parâmetros característicos do MCI, operando com os diversos combustíveis. A medição das emissões e das temperaturas dos gases exaustos por meio do analisador de gases é realizada em tomada posicionada imediatamente antes do catalizador do veículo, para que não haja influência deste nos resultados obtidos. Os hidrocarbonetos não queimados (HC) não foram avaliados, devido à falta de sensor respectivo no analisador de gases utilizado.

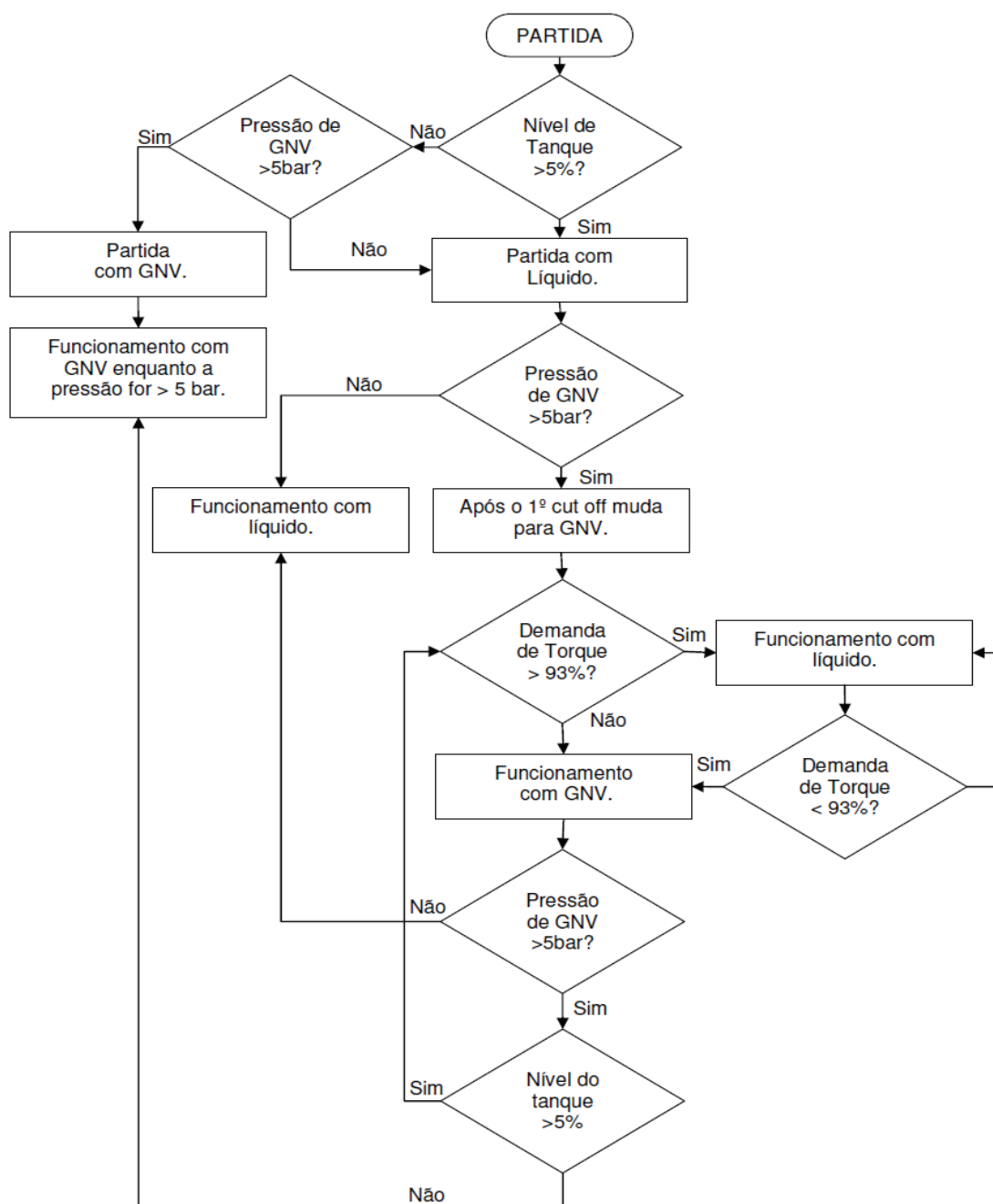


Figura 3.1 – Lógica de operação módulo de gerenciamento Grand Siena Tetra Fuel. Fonte: FIAT GROUP, 2006.

3.2 Estrutura física

3.2.1 Sistema de medição

O arquétipo de medição, conforme indicado nas Figuras 3.2 e 3.3, consiste de um sistema preparado com um dinamômetro de chassi, como elemento principal, necessário à medição direta dos parâmetros torque e potência líquida efetiva. Indiretamente, também compõe a medição dos parâmetros consumo específico e eficiência térmica, juntamente com a vazão mássica, medida a partir de balança de precisão. Um analisador de gases possibilita a medição de concentração dos gases emitidos por meio do escapamento do veículo. *Scanners* automotivos são utilizados para monitoramento das condições operacionais do veículo e intervenções necessárias a partir do módulo de controle.

Um ventilador deve ser instalado de forma apropriada, centralizado, frontalmente a 30 cm do veículo (com motor localizado na dianteira), para direcionar o resfriamento do mesmo [NBR 6601, 2012].

O dinamômetro de chassi possui este nome visto que a ligação entre o banco de ensaio de torque e potência e o veículo é obtida pelas rodas, não sendo necessário remover os motores do chassi do veículo, nem quaisquer outros componentes. É então, por este motivo, o método mais fácil para realizar um teste de potência em veículos [BAPTISTA, 2010].

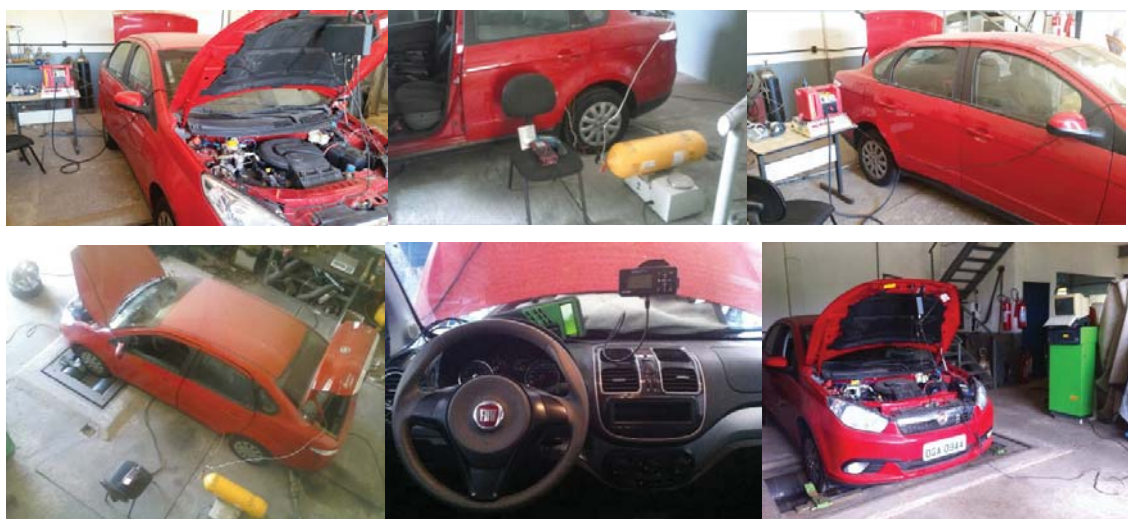


Figura 3.2 – Sistema de Medição – Lab. Antônio Valente - Escola Politécnica - UFBA.



Figura 3.3 – Fluxograma do sistema de medição. Fonte: própria autoria.

O dinamômetro utilizado no ensaio é o modelo FLA 203 da Bosch, conforme especificações técnicas apresentadas na Tabela 3.3, cujo princípio de funcionamento é baseado na criação de correntes elétricas em seu interior que se opõem ao movimento ou torque imposto pelo motor. Estas correntes são chamadas de “correntes de Foucault ou Eddy”. O controle do torque se faz pela regulagem da intensidade da corrente de excitação no disco metálico do freio, conforme Figura 3.4. A energia de frenagem se transforma em calor que é dissipado pelo sistema de refrigeração do freio. Segundo indicação do fabricante (Bosch), para medição de potência o dinamômetro de chassi modelo FLA 203 apresenta incerteza Tipo B de $\pm 0,5\%$ do valor medido ± 2 kW e resolução de 0,1 kW. Para a medição da força de tração a incerteza apresentada é de $\pm 1\%$ do valor medido ± 15 N, com resolução de 1N, e para a rotação a incerteza apresentada é de $\pm 0,5\%$ do valor medido ± 10 min⁻¹.

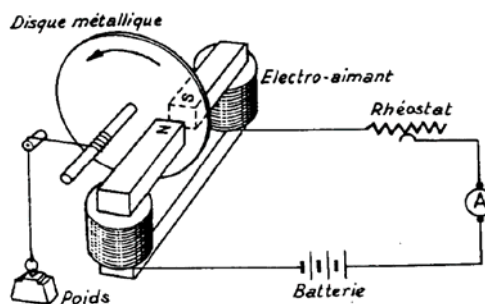


Figura 3.4 – Princípio de funcionamento dinamômetro de correntes de Foulcault. Fonte: HAICAL, 2009.

O sistema do dinamômetro FLA 203 da Bosch, utilizado nos ensaios, apresenta opção de correção automática da potência, conforme DIN 70 020 ou CEE 80/1269. Esta última é a norma base para a NBR ISO 1585, referenciada.

Tabela 3.3 – Configurações do dinamômetro de chassi modelo FLA 203 da Bosch. Fonte: Manual do Fabricante.

DINAMÔMETRO DE CHASSI MODELO FLA 203 DA BOCH		
Peso máximo por eixo/kgf		2000
Potência de aceleração/kW		0 - 400
Potência de frenagem/kW a	20 km/h	25
	130 km/h	150
	260 km/h	260
Velocidade máxima/km/h		270
Diâmetro dos rolos/mm		318

Para medição de vazão mássica dos combustíveis são utilizadas balanças de precisão com capacidade de $40000 \pm 10\text{g}$, modelo 4k/40, da Marte Instrumentos para Laboratório, para medição do GNC, e com capacidade de $30000 \pm 10\text{g}$, modelo BCW30, da Welmy Ind. e Com. Ltda., para medição dos combustíveis líquidos, ambas com certificado de calibração oriundos de laboratórios da Rede Brasileira de Calibração (RBC). Para os combustíveis líquidos, também é utilizado o medidor de consumo de combustíveis CAS-1000, conforme Figura 3.5, com reservatório de 9,0 l, munido de bomba, manômetro e linha de retorno. Este é utilizado sem maiores intervenções nos sistemas de alimentação, mantendo-se, portanto, a pressão de alimentação de 3,5 bar [FIAT GROUP, 2014] e as condições de injeção de combustíveis [NBR 1585, 1996].

O analisador de gases utilizado é o modelo Optima 7 Gaz Analyzer, da MRU Air Fair, conforme Figura 3.6. Portátil, com 5 sensores eletroquímicos, apto para leitura dos gases: NO, NO₂, CO, CO₂ e O₂, SO₂ e H₂S, além da temperatura do fluxo. Faixa de medição e incerteza de medição conforme Tabela 3.4. Com certificado de calibração oriundo de laboratório da Rede Brasileira de Laboratórios de Ensaio (RBLE).



Figura 3.5 – Medidor de consumo CAS-1000.



Figura 3.6 – Optima 7 Gaz Analyzer.

Tabela 3.4 – Faixa de medição e incerteza do Optima 7 para condições do ensaio. Fonte: Manual do Fabricante.

Gás	Rangeabilidade	Incerteza
O ₂	0-21 vol. %	0,2 vol. % abs.
CO ₂	0-20 vol. %	0,4 vol. % abs.
CO	0-4000 ppm	10 ppm
NO	0-1000 ppm	5 ppm
NO ₂	0-200 ppm	5 ppm
SO ₂	0-2000 ppm	10 ppm
H ₂ S	0-50 ppm	5 ppm
Temperatura	0-100°C	1°C

3.2.2 Procedimentos de segurança

Na prática, por questões de segurança, o sistema de travamento do veículo, tipicamente preso através das balanças da suspensão, por meio de fitas de carga com catraca para fixação, deve ser ampliado em função do ensaio de veículo com tração dianteira. A amarração deve ser feita em trapézio de modo a resistir tendências de movimentação lateral e impedir o movimento para frente ou para trás. Também pode ser efetuada fixação em “X” de modo a impedir a movimentação lateral. Também as guias laterais dos rolos deverão estar posicionadas a aproximadamente 5 mm dos pneus do veículo de teste, conforme indicação do manual do dinamômetro FLA 203 da Bosch.

Quando da realização dos ensaios, o freio-de-mão do veículo deverá estar acionado, caso este não atue no eixo de roda de tração. Também o condutor deverá usar o cinto de segurança quando da realização dos testes com o veículo no dinamômetro.

3.2.3 Preparação do veículo

O veículo utilizado nos ensaios é leve multicomcombustível, modelo Grand Siena Tetra Fuel, ano 2013, modelo 2013, especificação de acordo com NBR 6601 e conforme Quadro 3.1.

Fabricante	Fiat Automóveis S/A
Posição do motor	Transversal, dianteiro
Tração	Dianteira, com juntas homocinéticas
Nº de cilindros	4 (em linha)
Nº de válvulas por cilindro	2
Cilindrada total/cm ³	1368,3
Taxa de compressão	12,35:1
Nº de marchas	5 à frente e 1 à ré
Massa do veículo em ordem de marcha/kg	1207
Velocidade máxima/km.h ⁻¹	175

Quadro 3.1 - Configuração do veículo Fiat modelo Grand Siena Tetra Fuel. Fonte: FIAT GROUP, 2013.

O MCI do veículo possui ainda as seguintes principais características: alternativo, 4 tempos, ignição comandada, aspirado, injeção indireta na admissão. O veículo, adquirido novo (0 km), passou por período de “amaciamento” do motor, a fim de alcançar as condições operacionais ótimas. O período indicado é de 5000 km rodados, conforme Manual do veículo [FIAT GROUP, 2013]. O sistema de GNV (ou GNC) do Grand Siena é discriminado de acordo com as Figura 3.7 e 3.8, além da legenda correspondente [FIAT GROUP, 2006].

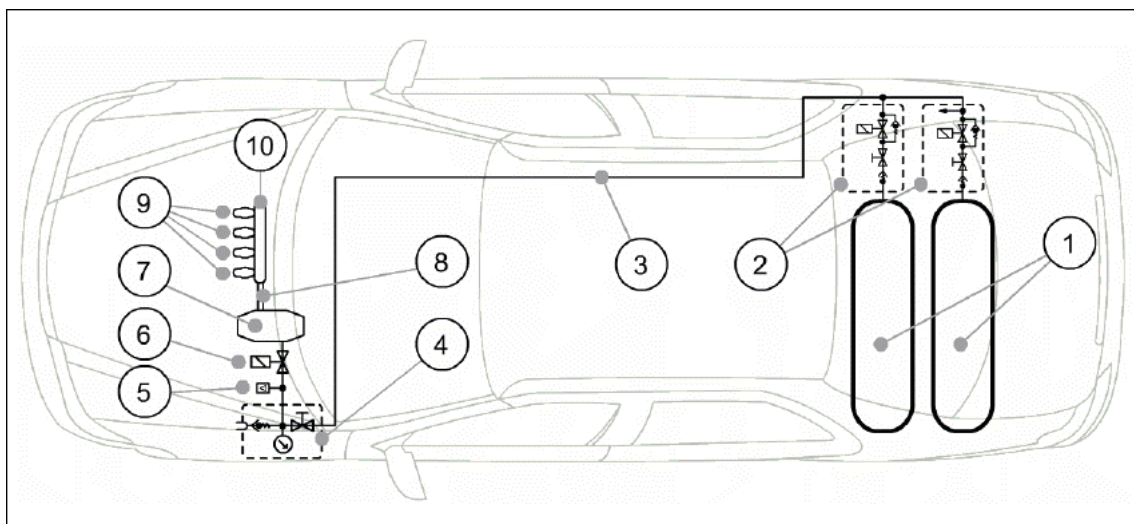


Figura 3.7 – Localização dos componentes do sistema GNV. Fonte: FIAT GROUP, 2006.

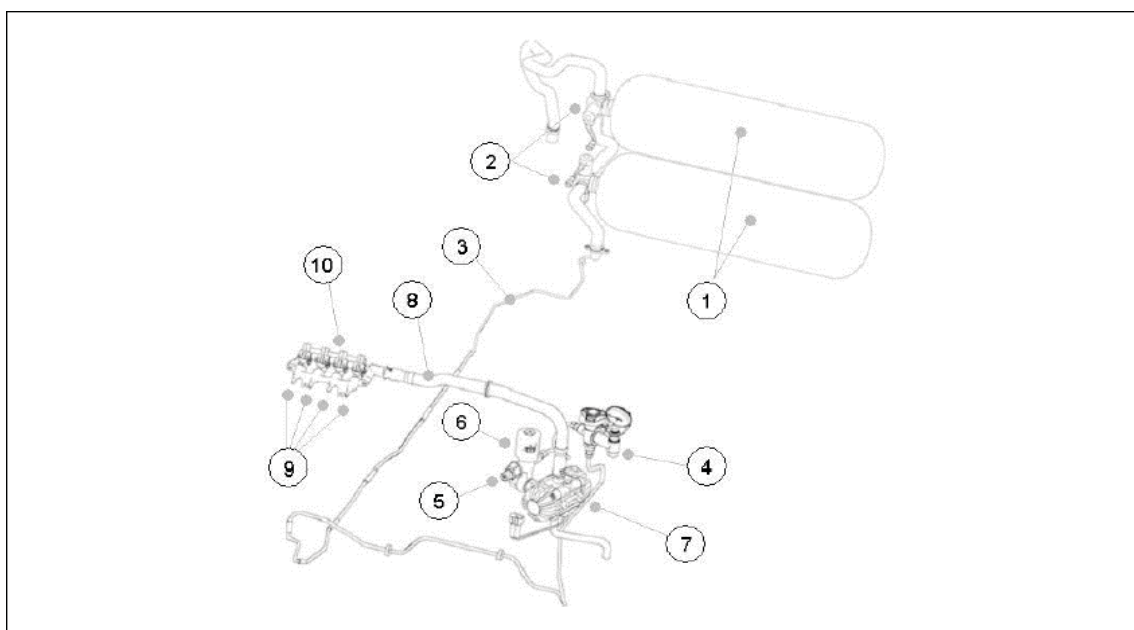


Figura 3.8 – Perspectiva dos componentes do sistema GNV. Fonte: FIAT GROUP, 2013.

Legenda:

- | | | |
|---------------------------|----------------------------|------------------------------------|
| 1. Cilindros de GNV | 2. Válvulas dos cilindros | 3. Tubulação alta pressão |
| 4. Válvulas abastecimento | 5. Sensor de pressão | 6. Eletroválvula regulador pressão |
| 7. Regulador de pressão | 8. Tubulação baixa pressão | 9. Eletroinjetores de GNV |
| 10. Galeria de GNV | | |

Para realização dos ensaios o reservatório auxiliar de combustível, CAS-1000, munido de bomba, manômetro e linha de retorno, é adaptado as interligações de alimentação de combustível líquido para o motor, a fim de possibilitar medição de vazão mássica pelo método gravimétrico. Para a medição de vazão mássica do GNC, conforme esquema indicado nas figuras 3.7 e 3.8, um dos cilindros (1) é isolado a partir da válvula de bloqueio manual (2) e o outro desafixado e relocado a partir de extensão da tubulação de alta (3), a fim de posicioná-lo para medição. O reservatório auxiliar de combustível líquido e o cilindro de gás são apoiados sobre a balança de precisão. Na tubulação do escapamento é instalado um poço, necessário à instalação de sonda para tomada de leitura dos gases, posicionada à 90° do fluxo, conforme indicação do manual do Optima 7. O poço é instalado imediatamente antes do catalizador do veículo, a fim de minimizar os efeitos da aspiração dos gases quando do fechamento das válvulas de exaustão. Para sanear problemas de conflito de comutação no módulo de gerenciamento do Grand Siena também foi utilizado o *scanner* diagnósticos PC-3000, Napro.

3.2.4 Seleção e preparação de combustíveis

Os combustíveis utilizados nos ensaios, conforme objetivos do trabalho e definições apresentadas na revisão de literatura são:

- Gás Natural Comprimido (GNC) ou Gás Natural Veicular (GNV);
- Gasolina Comum Brasileira (também chamada de Tipo C ou *Gasohol*, com 25% de percentual volumétrico de AEAC, designada ainda como mistura E25);
- Álcool Etílico Anidro Combustível (AEAC);
- Álcool Etílico Hidratado Combustível (também chamado de Etanol, AEHC);
- Mistura E50 (percentual de 50% de gasolina pura, Tipo A, e 50% de AEAC);
- Mistura E75 (percentual de 25% de gasolina pura, Tipo A, e 75% de AEAC).

Apesar de dentro do tanque de combustíveis dos veículos nacionais *flex-fuel* ocorrerem misturas, em diferentes proporções, entre gasolina comum (E25) e AEHC. Condição possível em função da miscibilidade propiciada pela proporção já existente de 25% de AEAC na gasolina, ainda assim, caso as misturas permaneçam estacionárias por longo período, há a possibilidade de separação de fases. Considerando outra ótica, a utilização do AEAC simula condições reais de possibilidades de variação do percentual de álcool na gasolina, segundo

políticas governamentais. Portanto, as misturas (E50 e E75) são preparadas com AEAC a fim de evitar qualquer possibilidade de separação de fases quando da preparação e armazenamento do combustível para utilização nos ensaios.

Apesar de o sistema de gerenciamento eletrônico do veículo Grand Siena Tetra Fuel prever configuração para uso de gasolina pura, Tipo A este combustível não é considerado na realização dos ensaios, pois não reflete a realidade de utilização comercial no âmbito nacional, caso em que a adição de álcool à gasolina confere a resistência à detonação (*knocking*) necessária à sua utilização. O AEAC também não foi considerado na avaliação, pois também não reflete a realidade de utilização comercial no âmbito nacional, devido a restrições técnicas produtivas. Além do que, conforme estudo desenvolvido por Carvalho, apresenta quase que os mesmos resultados de parâmetros de análise do MCI, quando comparado ao AEHC [CARVALHO, 2011].

A gasolina comum (E25) e o etanol (AEHC) utilizados nos ensaios, adquiridos junto a postos convencionais de combustíveis em Salvador/BA, o álcool anidro (AEAC) utilizado para compor as misturas (E50 e E75) e, apesar de não ter sido utilizada diretamente na composição das misturas, a gasolina pura (Tipo A), utilizada para cálculo das características dos combustíveis, possuem as especificações indicadas na resolução ANP nº 36, conforme Tabela 3.5, que são os valores utilizados para cálculo dos parâmetros de análise. Os custos de todos os combustíveis estão conforme consulta de preço médio [ANP, 2015].

Tabela 3.5 – Especificações dos combustíveis líquidos utilizados nos ensaios. Fonte: ANP, 2015.

Combustível	PCI/(kJ.kg ⁻¹)	ρ (20° C)/(g.cm ⁻³)	Custo/(R\$.litro ⁻¹)
Gasolina Comum, Tipo C (E25)	39529	0,7543	3,083
Etanol Combustível (AEHC)	26372	0,8090	2,487
Gasolina Pura, Tipo A	43534	0,7420	-
Álcool Etflico Anidro (AEAC)	28256	0,7910	-
E50	35651	0,7665	2,884
E75	31895	0,7788	2,686

As misturas E50 e E75 são preparadas a partir da adição de AEAC à gasolina comum (E25), que já possui um percentual de 25% de AEAC, em volume. As proporções são obtidas a partir de provetas graduadas. Como exemplo: adicionando-se 0,5 l de AEAC a 1,0 l de gasolina comum, obtém-se 1,5 l de E50; adicionando-se 2,0 l de AEAC a 1,0 l de gasolina comum, obtém-se 3,0 l de E75. As especificações das misturas são calculadas por meio de fração mássica, a partir de média ponderada entre as especificações da gasolina Tipo A e do AEAC, conforme exemplo de memorial de cálculo apresentado no Quadro 3.2.

Grandeza	Gasolina Tipo A	AEAC
Fração volumétrica	0,75	0,25
$\rho/\text{g.cm}^{-3}$	0,7420	0,7910
Massa/kg	0,55650	0,19775
Massa total da mistura/kg	0,75425	
Fração mássica	0,73782	0,26218
$PCI/\text{kJ.kg}^{-1}$	43534	28256
$PCI/\text{kJ.kg}^{-1}$ da mistura	39529	

Quadro 3.2 – Exemplo de memorial de cálculo para especificações dos combustíveis. Fonte: próprio autor.

O gás natural comprimido utilizado nos ensaios, adquirido junto a postos de combustíveis convencionais, na cidade de Salvador/BA, possui composição conforme Tabela 3.6 e especificações de acordo com a Tabela 3.7, ambas disponibilizadas pela Companhia de Gás da Bahia – Bahiagás [VIEIRA, 2005]. PCI com especificação conforme resolução ANP nº 36.

Tabela 3.6 – Composição do GNC utilizado nos ensaios. Fonte: VIEIRA, 2005.

GÁS NATURAL COMPRIMIDO - GNC					
Composição	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	N ₂	CO ₂
(%)	88,55	3,78	1,50	5,82	0,35

Tabela 3.7 – Especificações GNC utilizado nos ensaios. Fonte: VIEIRA, 2005 e ANP, 2015.

GÁS NATURAL COMPRIMIDO - GNC	
Poder Calorífico Inferior (PCI)/kJ.kg ⁻¹	41567
Massa específica à 20° C/kg.m ⁻³	0,7363
Custo/R\$.m ⁻³	1,999

3.3 Modelagem matemática

A determinação dos parâmetros de análise considera, além dos dados obtidos no experimento, o equacionamento matemático consubstanciado no Apêndice. Faz-se também necessária, para determinação das exergias de entrada e saída envolvidas, a obtenção das relações estequiométricas das reações de combustão dos combustíveis avaliados. A determinação das exergias possibilita a estratificação das contribuições de cada etapa do processo nas eficiências exergéticas das interações entre os combustíveis e o MCI.

3.3.1 Parâmetros estequiométricos dos combustíveis

As relações estequiométricas dos combustíveis são importantes para determinação da relação de combustão, necessária ao cálculo da vazão de ar e dos gases emitidos a partir do excesso de ar medido, auxílio na interpretação de resultados de eficiência, assim como para verificação dos resultados como um todo. Para tanto, a partir dos percentuais mássicos dos elementos químicos, calculados para cada combustível, foram definidos alguns parâmetros estequiométricos necessários à definição dos parâmetros de análise.

Para o cálculo da relação ar-combustível (A/F_{est}) dos combustíveis líquidos, considerando as frações mássicas dos elementos químicos e as condições normais de temperatura e pressão ($p_N = 101325$ Pa e temperatura $T_N = 0$ °C) para massa específica do ar $\rho_{ar} = 1,2925$ kg/m³ foi adotada a equação 3.2, desenvolvida a partir de balanço estequiométrico [VLASSOV, 2008].

$$A/F_{est} = 0,1149C + 0,3448H + 0,0431(S - O), [kg \text{ do ar}/kg \text{ combustível}] \quad (3.2)$$

De maneira análoga, para o cálculo da relação ar/combustível (A/F_{est}) do GNC foi adotada a equação 3.3 [VLASSOV, 2008].

$$A/F_{est} = 0,046(0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \sum(m + n/4) \times C_mH_n - O), Nm^3/Nm^3 \quad (3.3)$$

Sabendo a composição elementar de um combustível derivado do petróleo é possível calcular o poder calorífico inferior estequiométrico do combustível (PCI_{est}), a partir da fórmula empírica de D.I. Mendeleev, conforme equação 3.4 [VLASSOV, 2008]. Os valores dos PCI_{est} calculados atestam os valores de PCI adotados, conforme especificações indicadas na resolução ANP nº 36.

$$PCI_{est} = 339,13C + 1029,95H + 108,85(O - S) - 25,12H_2O, kJ/kg \quad (3.4)$$

As misturas combustíveis podem ser calculadas a partir da equação 3.5 [VLASSOV, 2008]:

$$PCI_{est} = \%_{gp} \times PCI_{gp} + \%_{AEAC} \times PCI_{AEAC}, kJ/kg \quad (3.5)$$

Sendo:

$\%_{gp}$ = percentual mássico da gasolina na mistura;

$\%_{AEAC}$ = percentual mássico de AEAC na mistura.

Conhecendo os poderes caloríficos de hidrocarbonetos que fazem partes de combustíveis gasosos, desenvolve-se a equação (3.4) transformando-a na equação 3.6 [VLASSOV, 2008].

$$PCI_{est} = 108H_2 + 126CO + 234H_2S + 358CH_4 + 591C_2H_4 + 638C_2H_6 + 860C_3H_6 + 913C_3H_8 + 1135C_4H_8 + 1187C_4H_{10} + 1461C_5H_{12} + 1403C_6H_6, kJ/m^3 \quad (3.6)$$

Sendo: H_2 , CO etc, os percentuais volumétricos do hidrogênio, do monóxido de carbono etc.

Para análise dos combustíveis líquidos, a composição da gasolina pura foi considerada a como sendo a molécula do octano, C_8H_{18} , considerando pouca variação do PCI em função da sua composição. Para o álcool anidro (AEAC) a molécula do etanol C_2H_5OH . Para as misturas foi considerada a composição ponderada de cada molécula para a proporção indicada. A composição do gás natural considerada foi estabelecida conforme as informações

disponibilizadas pela Bahiagás (Tabela 3.7), que é a empresa fornecedora do gás natural no estado da Bahia, a partir dos dados disponíveis no Livro do Gás [VIEIRA, 2005]. A Tabela 3.8 apresenta os valores dos parâmetros estequiométricos calculados para cada combustível.

Tabela 3.8 – Parâmetros estequiométricos calculados para os combustíveis utilizados. Fonte: Próprio autor

Combustíveis	Composição	% mássico dos elementos				$PCI_{est}/kJ.kg^{-1}$	A/F_{est}
		C	H	O	N		
Gasolina pura	C_8H_{18}	84,12	15,88	0	0	43930	15,14
E25	$0,75C_8H_{18}+0,25C_2H_6O$	80,33	15,56	4,11	0	39606	14,42
E50	$0,50C_8H_{18}+0,50C_2H_6O$	74,93	15,09	9,98	0	35418	13,38
E75	$0,25C_8H_{18}+0,75C_2H_6O$	66,6	14,38	19,02	0	31360	11,39
AEHC	$0,96C_2H_6O+0,04H_2O$	50,05	13,05	36,90	0	25078	8,66
AEAC	C_2H_6O	52,14	13,13	34,73	0	27425	9,02
GNC	conforme Tabela 3.9	68,17	22,04	0,62	9,17	44278	15,19

A determinação dos parâmetros de análise leva em conta, além de todo o equacionamento básico apresentado na Fundamentação disposta no Apêndice, um número grande de variáveis, medidas diretamente por meio do sistema de medição concebido e outras vezes calculadas.

A vazão mássica de ar, utilizada para cálculo da vazão total dos gases de exaustão é obtida a partir da relação ar-combustível estequiométrica calculada (A/F_{est}) e do excesso de ar obtido por meio do analisador de gases (OPTIMA). A vazão total de gases de exaustão é composta pela vazão mássica de ar calculada mais a vazão mássica de combustível (medida).

Para o cálculo da vazão de ar de entrada, necessária à determinação da eficiência volumétrica, além da relação ar-combustível e do valor de excesso de ar, recorreu-se também à carta psicrométrica [ASHRAE, 1988] para obter, a partir das temperatura e umidade ambiente, a densidade do ar de entrada.

3.3.2 Balanço de energia

A análise energética compreende a análise da eficiência térmica e a definição do balanço de energia necessário ao cálculo das taxas de calor envolvidas no volume de controle MCI.

Para tanto, a partir das equações da continuidade e da energia, para o volume de controle MCI obtemos a equação 3.7.

$$PCI \times \dot{m}_f = \dot{W}_e + \dot{Q}_g + \dot{Q}_{arref} + \dot{Q}_{sup} \rightarrow PCI \times \dot{m}_f = \dot{W}_e + \dot{Q}_g + \dot{Q}_{ind} \quad (3.7)$$

Sendo:

\dot{m}_f = vazão mássica do combustível;

\dot{W}_e = potência efetiva;

\dot{Q}_g = taxa de calor exausto a partir dos gases produtos da combustão;

\dot{Q}_{arref} = taxa de calor transferido para o ambiente de entorno a partir do fluido de arrefecimento;

\dot{Q}_{sup} = taxa de perda de calor a partir da superfície do motor para o ambiente de entorno.

A energia do combustível é calculada a partir do PCI respectivo e da vazão mássica medida do combustível (\dot{m}_f). A potência efetiva (\dot{W}_e) é medida diretamente por meio do dinamômetro, enquanto que a taxa de calor exausto a partir dos gases produtos da combustão é calculada também a partir de variáveis medidas. Devido a limitações de ordem prática, a taxa de calor transferido por meio do sistema de arrefecimento (\dot{Q}_{arref}) e a taxa de calor perdido a partir da superfície do motor (\dot{Q}_{sup}), que englobam as trocas térmicas através do óleo lubrificante, são analisadas conjuntamente, como demais transferências de calor para o ambiente. Somadas, consistem na taxa de transferências indeterminadas de calor (\dot{Q}_{ind}), fechando o balanço dos termos envolvidos no volume de controle.

Para o cálculo da taxa de calor exausto a partir dos gases (\dot{Q}_g), produtos da combustão, utiliza-se a vazão mássica total dos gases de exaustão e, a partir de interpolação, valores tabelados de entalpia dos gases, em função das temperaturas [MORAN, 2006]. As proporções medidas pelo analisador de gases são volumétricas e relativas à vazão dos gases exaustos, que

consiste em um maior número de mols em função da formação dos produtos da combustão. Para efeito de cálculo, são consideradas apenas as proporções de CO_2 , CO , O_2 , (P_{CO_2} , P_{CO} e P_{O_2}), medidas por meio do analisador, em base seca, além das proporções de N_2 (P_{N_2}) e H_2O (desprezando-se a umidade existente no ar e também nos combustíveis), calculadas por meio da relação entre os valores resultantes das equações 3.8 e 3.9 e o valor do volume total dos gases (V_g), composto pelo somatório dos volumes de todos os gases (V_{CO_2} , V_{CO} , V_{O_2} , V_{N_2} , V_{H_2O}), a partir dos percentuais mássicos dos elementos químicos, equação 3.10 [VLASSOV, 2008].

$$V_{N_2} = 0,008N + 0,79 \times \lambda \times A/F_{est}, Nm^3/kg \quad (3.8)$$

Sendo λ o excesso de ar.

$$V_{H_2O} = 0,111H, Nm^3/kg \quad (3.9)$$

$$V_g = V_{CO_2} + V_{CO} + V_{O_2} + V_{N_2} + V_{H_2O}, Nm^3/kg \quad (3.10)$$

Desenvolvendo o sistema de equações a partir de 3.8 e 3.9, obtemos a equação 3.11.

$$P_{N_2} = (1 - P_{CO_2} - P_{CO} - P_{O_2}) / (1 + V_{H_2O}/V_{N_2}) \quad (3.11)$$

A proporção de H_2O é obtida por meio da diferença entre o somatório das demais proporções e a unidade. Outros gases, como NO_x , SO_2 e H_2S , produtos da combustão, tem vazões mássicas desprezíveis, sem efeito considerável para o cálculo da quantidade de calor.

3.3.3 Balanço de exergia

A análise exergética considera o balanço de exergia sob a forma de taxa para o volume de controle MCI. Destarte, a exergia química, específica do combustível (E_f), é a exergia de entrada. Para combustíveis líquidos, pode ser obtida por meio da equação 3.12 [KOTAS, 1985].

$$E_f = \beta \times PCI = \left(1,0401 + 0,01728 \frac{H}{C} + 0,0432 \frac{O}{C} + 0,2169 \frac{S}{C} \left(1 - 2,0628 \frac{H}{C} \right) \right) \times PCI \quad (3.12)$$

Sendo H, C, O e S as frações mássicas de cada elemento para o combustível e β o fator que depende da constituição do combustível.

Para a determinação do valor de β das misturas combustíveis, foi adotado a o percentual mássico dos elementos na mistura respectiva.

Para o GNC foi adotado o cálculo de um gás equivalente, aplicado à equação 3.12. Destarte, a exergia do combustível é dada então pela equação 3.13 [KOTAS, 1985].

$$E_f = \beta \times PCI = \left(1,0334 + 0,0183 \frac{H}{C} + 0,0694 \frac{1}{NC}\right) \times PCI \quad (3.13)$$

Os valores do fator β , calculados para cada combustível ou mistura combustível são apresentados na Tabela 3.9.

Tabela 3.9 – Valores do fator β para determinação das exergias dos combustíveis. Fonte: própria autoria.

Combustíveis	E25	E50	E75	AEHC	GNC
β	1,0758	1,0807	1,0899	1,1170	1,0410

Além da taxa do trabalho desenvolvido, que é a potência efetiva (\dot{W}_e), as taxas de transferência de exergia consideradas correspondem às transferências de exergia associadas ao calor. Exergia dos gases exaustos (\dot{E}_g), que é um fluxo com grande possibilidade de aproveitamento efetivo, taxa de exergia do calor transferido a partir do fluido de arrefecimento (\dot{E}_{arref}) e taxa de exergia do calor transferido a partir do óleo lubrificante (\dot{E}_{oleo}). A taxa de exergia destruída (\dot{E}_d) abrange as irreversibilidades geradas no interior do volume de controle. Consiste, principalmente, nas perdas associadas ao processo de combustão, nas perdas por bombeamento e no calor perdido por radiação, que segundo Patterson, para MCI ciclo Otto, mesmo no tempo da combustão, não chega à 10% do total do calor transmitido [PATTERSON, 1972, apud GALLO, 1990].

A determinação do fluxo de exergia associado aos gases exaustos foi realizada considerando-se a exergia associada à interação de calor, desprezando-se a fração associada a exergia química.

$$\dot{E}_g = \dot{Q}_g \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) \quad (3.11)$$

Sendo:

T_0 = temperatura ambiente;

T_g = temperatura medida dos gases exaustos;

Assim como no balanço energético, as demais exergias associadas ao fluxo de calor, exergia do calor transferido a partir do fluido de arrefecimento (\dot{E}_{arref}) e exergia do calor transferido a partir do óleo lubrificante (\dot{E}_{oleo}), além também da exergia destruída (\dot{E}_d), foram agrupadas como fluxo de exergias indeterminadas (\dot{E}_{ind}), completando o balanço exergético. \dot{E}_{ind} é calculada a partir da diferença entre os fluxos da exergia de entrada, que é a exergia química dos combustíveis (\dot{E}_f), e os demais fluxos das exergias de saída, exergia associadas aos gases exaustos (\dot{E}_g), além da própria potência efetiva, conforme equação 3.14.

$$\dot{E}_f = \dot{W}_e + \dot{E}_g + \dot{E}_{arref} + \dot{E}_{oleo} + \dot{E}_d \rightarrow \dot{E}_f = \dot{W}_e + \dot{E}_g + \dot{E}_{ind} \quad (3.12)$$

3.4 Incerteza da medição

A avaliação da incerteza da medição é dada pela incerteza padrão combinada, resultado da combinação das avaliações do Tipo A e do Tipo B, método GUM para combinação das variâncias. A avaliação do Tipo A é a incerteza associada à repetitividade e à reprodutibilidade para estimativa do mensurando, obtida pela estimativa da variância da média. A avaliação do Tipo B é a incerteza definida diretamente a partir das especificações do instrumento [GUM, 2003]. A partir do desenvolvimento da propagação da incerteza para cada parâmetro de análise considerado, observou-se que, apesar de as variâncias associadas a avaliação do Tipo A se manterem abaixo de 0,5%, as incertezas associadas a avaliação do Tipo B chegaram a extrapolar 5%, em função de limitações técnicas dos instrumentos utilizados. Portanto, neste trabalho, limita-se apenas a citar as incertezas do Tipo B, associadas aos instrumentos utilizados, considerando que o nível de confiança satisfatório dos dados é resguardado pela baixa variância alcançada para incerteza do Tipo A, já que o experimento apresenta caráter comparativo.

4. Análise e discussão dos resultados

A partir de análises dos resultados dos experimentos, intenta-se avaliar desempenho, eficiências e emissões do veículo multicomcombustível de série, original de fábrica, conforme concepção e regulagens operacionais, como disponibilizado ao mercado, além de apontar possíveis estratégias tecnológicas que possam viabilizar o desenvolvimento do MCI com características mais adequadas ao uso de combustíveis alternativos de vocação nacional.

4.1 Análise de desempenho

Os desempenhos de diferentes MCI's podem ser comparados por meio de suas pressões médias efetivas (*pme*). Porém para avaliar o desempenho de um MCI em diferentes condições operacionais e utilizando diferentes combustíveis, torque e potência são os parâmetros de análise definidos neste trabalho. Indicam a força e a velocidade (combinada com esta última) impelidas nos pistões, resultante da pressão na câmara de combustão. Fatores característicos do combustível, como energia e velocidade da combustão, além também de características de projeto e ajuste do MCI, como eficiência volumétrica e ângulo de avanço de ignição, podem responder por diferentes resultados obtidos a partir da interação entre o MCI e os combustíveis avaliados [CARVALHO, 2011].

Inicialmente salienta-se as diferenças de desempenho apresentadas nas figuras 4.1 e 4.2 para rotação de 2500 e 3500 rpm, que correspondem às diferentes relações de transmissão aplicadas. A análise conjunta das figuras permite inferir sobre a condição de direção requerida: quando exigido um maior torque abdica-se da eficiência, conforme será também avaliado.

Nota-se também uma menor variação dos desempenhos em função da variação da rotação para o etanol (AEHC) e misturas com alto percentual do álcool, caso do E75, condição que pode ser atribuída à maior velocidade de frente de chama do combustível.

O desempenho, conforme verificado nas Figuras 4.1 e 4.2, é um parâmetro relevante e que restringe à utilização do GNC, enquanto combustível veicular, comparativamente aos combustíveis líquidos, principalmente em rotações mais altas. A segurança e a confiança na

direção de um veículo, obtidas a partir do seu desempenho, contribuem para definição da escolha do combustível. Conforme disposto na Metodologia, a própria lógica de operação do Grand Siena Tetra Fuel, que comuta automaticamente o combustível utilizado quando da exigência de maiores torques, já denuncia uma restrição operacional.

No intuito de avaliar estratégias tecnológicas que propiciem melhor alinhamento do projeto do motor às características do combustível, avalia-se a injeção direta com carga estratificada como uma implementação (atrelada a um respectivo custo) com pouco impacto sobre a queda de desempenho do MCI quando utilizando o GNC. O baixo desempenho restringe o uso deste combustível. Os ganhos verificados a partir da injeção indireta são percebidos principalmente em cargas parciais à baixas rotações e, por meio da Figura 4.1, verifica-se que o torque alcançado para o GNC em baixas rotações acompanha aqueles obtidos para os combustíveis líquidos.

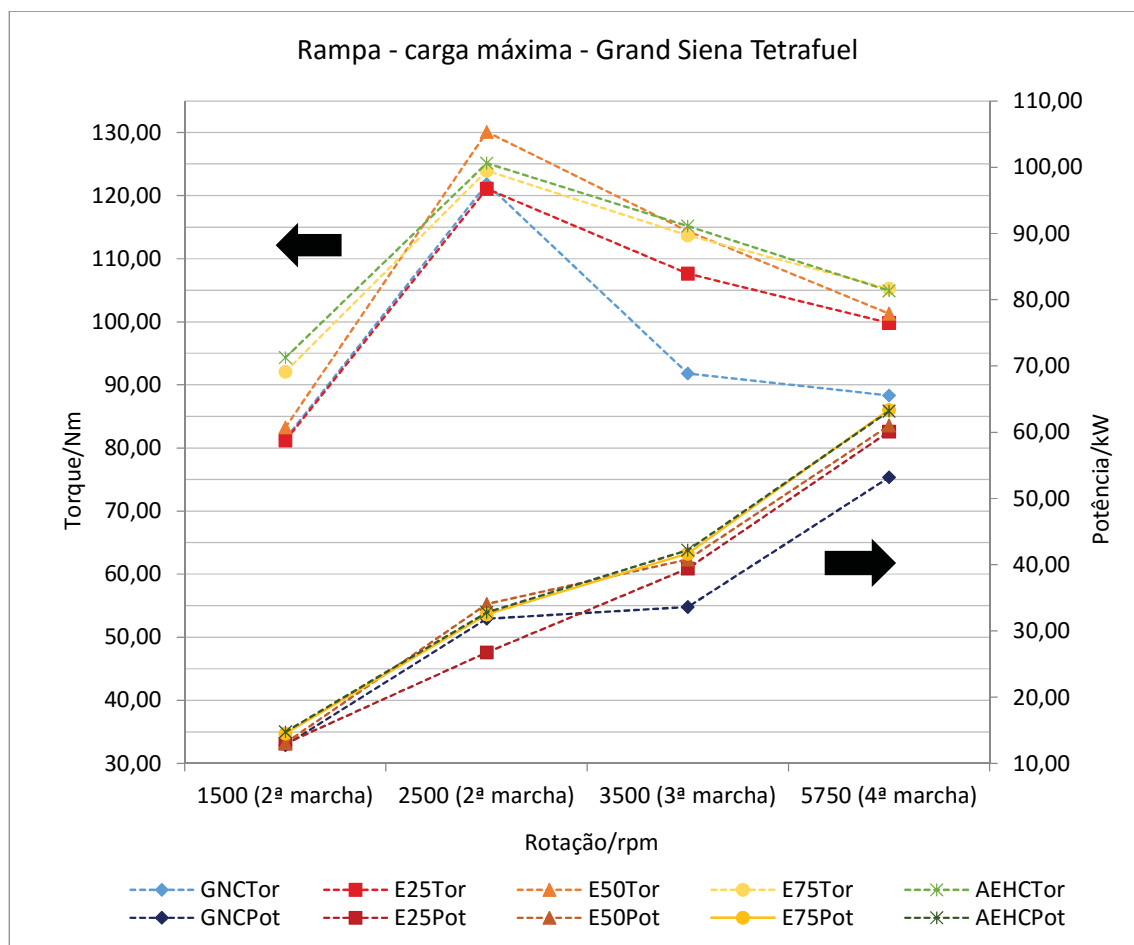


Figura 4.1 – Rampa de desempenho do Grand Siena para diferentes combustíveis.

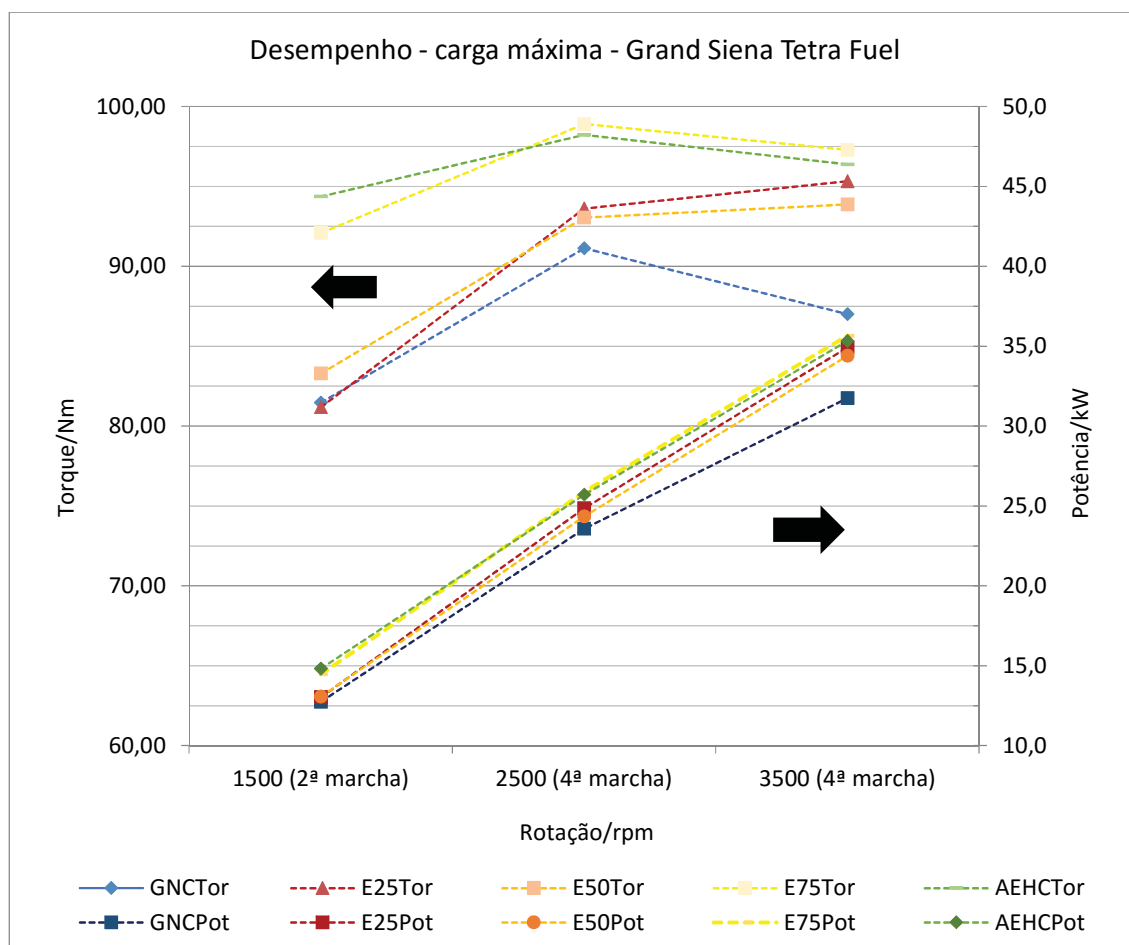


Figura 4.2 – Desempenho do Grand Siena com diferentes combustíveis nas rotações dos ensaios.

Além disso, a maior disponibilidade de O_2 , propiciada pelo excesso de ar, condicionado pela carga estratificada, poderá aumentar as emissões de NO_x do MCI propelido à GNC, já que este atinge maiores temperaturas de combustão, além de propiciar um maior tempo para a formação do NO_x , devido à baixa velocidade de frente de chama.

A baixa velocidade de frente de chama é um dos fatores para o baixo desempenho do MCI quando utilizado o GNC. A utilização de H_2 como aditivo poderia agregar um diferencial de desempenho ao GNC, contribuindo para redução da diferença observada em relação aos combustíveis líquidos. A partir da análise da Figura 4.1, verifica-se quedas de potência de 14,7% e 11,5%, respectivamente nas rotações de 3500 rpm (3ª marcha) e 5750 rpm (4ª marcha), se comparada ao menor desempenho verificado entre os combustíveis líquidos, o do E25. De acordo com Patil et al. a adoção de 5% de H_2 como aditivo no GNC, poderia conferir até 11% a mais de potência, que mitigaria a diferença verificada [PATIL, 2009].

O desempenho inferior do GNC pode ser atribuído principalmente ao seu menor PCI da mistura, em base volumétrica, em relação aos demais combustíveis. Como não há diferenças relevantes de PCI entre o GNC e a gasolina comum, a eficiência volumétrica (e_v) é o parâmetro a ser melhorado para incremento de desempenho no uso de GNC em MCI.

A eficiência volumétrica também é analisada para diferentes condições operacionais, carga máxima (C_m), para pedal do acelerador totalmente acionado, com a válvula borboleta totalmente aberta, e carga parcial (C_p), que consiste na potência dissipada (\dot{W}_d), medida por meio do dinamômetro, composta pelas perdas no sistema de transmissão, além da resistência dos pneus ao rolamento, conforme Figura 4.3.

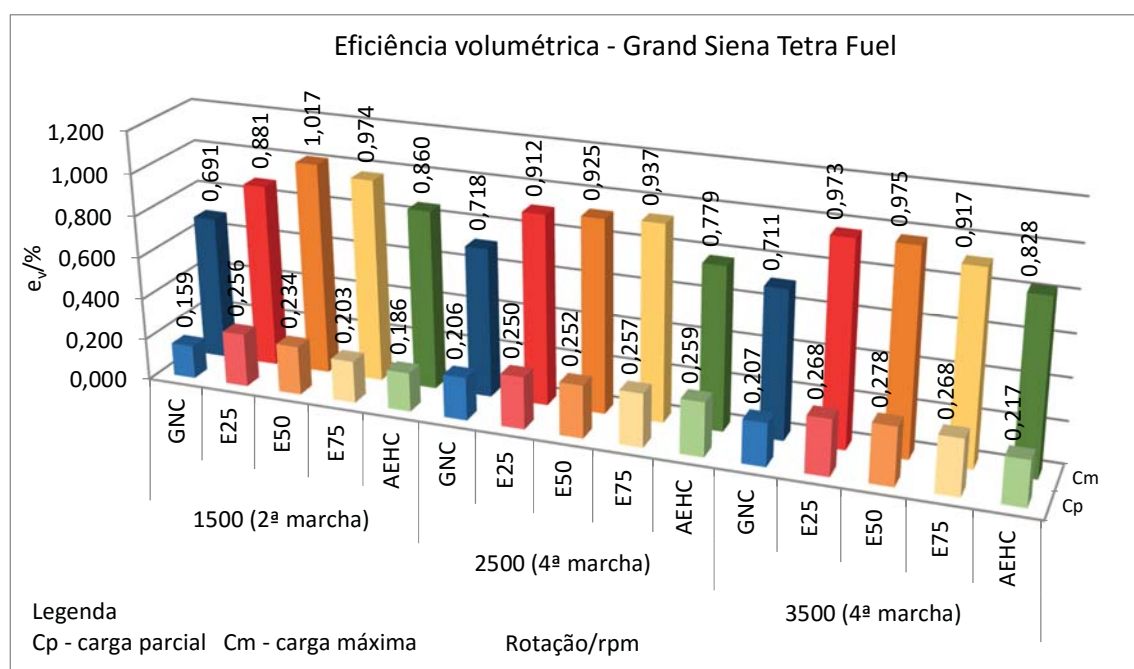


Figura 4.3 – Eficiência volumétrica do Grand Siena para os diferentes combustíveis.

Existem duas principais razões para a diminuição da eficiência térmica em condições operacionais de carga parcial para estes tipos de motores, conforme verificado na Figura 4.3. Uma é a restrição de fluxo na área da seção transversal do sistema de admissão, devido ao fechamento parcial da válvula borboleta, que leva a um aumento das perdas de bombeamento com respectivo aumento da área do circuito de baixa pressão sobre o diagrama P-V. A outra é a redução da área do diagrama P-V em função da redução da taxa de expansão, mantendo-se a taxa de compressão, ou seja, menor quantidade de calor fornecido pela carga parcial para o mesmo volume da câmara de combustão, produzindo menores temperaturas e pressões.

Portanto, haverá uma diminuição na temperatura média de fornecimento de calor para o ciclo e consequentemente uma redução na eficiência [KUTLAR, 2005] [MARTINS, 2006].

A maior eficiência volumétrica verificada em altas rotações na Figura 4.3, deve-se ao à efeitos de indução deflagrados pelo cruzamento das válvulas de admissão e exaustão, quando ambas encontram-se abertas, no final do ciclo de exaustão e início do ciclo de admissão, permitindo um melhor enchimento da câmara de combustão com carga nova [WYSZYNSKI, 2002]. Para baixas rotações, verifica-se o impacto do fechamento da válvula de admissão de ar (perdas por bombeamento) na eficiência volumétrica, que repercutirá inclusive na eficiência térmica do MCI [HEYWOOD, 1988].

Pode-se observar, também a partir da análise da Figura 4.3, uma sensível queda da eficiência volumétrica do GNC, quando comparado aos combustíveis líquidos, principalmente em carga máxima. Os combustíveis líquidos produzem um efeito de resfriamento sobre a vazão de entrada da mistura, durante a vaporização, devido ao seu calor latente de vaporização. Haverá, portanto, um aumento da densidade da mistura e, consequentemente, da eficiência volumétrica. Os combustíveis que são gasosos em temperatura ambiente, além de não ter quaisquer efeitos de arrefecimento da mistura devido a sua evaporação, causando uma diminuição na eficiência volumétrica, devido, principalmente, à menor densidade do gás natural, que requer a indução de um grande volume para produzir níveis de energia semelhantes ao MCI à gasolina. Este volume de combustível gasoso desloca um volume similar de entrada de ar no motor, reduzindo assim a eficiência volumétrica (e_v) em até 10 a 15%, dependendo da configuração do motor, com uma redução correspondente na potência. Isto limita a quantidade de ar que pode ser induzida e de combustível que podem ser queimados, reduzindo significativamente a produção de energia. [KORAKIANITIS, 2011].

A eficiência volumétrica está estreitamente relacionada ao desempenho, como evidenciado a partir de sua relação com torque, por meio da análise da Figura 4.4. Verifica-se, portanto, a partir das Figuras 4.3 e 4.4 que, para o GNC, a eficiência volumétrica contribui para o baixo desempenho verificado, quando comparado ao uso dos combustíveis líquidos.

Se a questão é desempenho, uma maior vazão mássica do ar que formará a mistura nos cilindros, permitirá o incremento necessário de combustível para uso do GNC, considerando ainda a manutenção da relação ar-combustível estequiométrica. Admitindo, portanto, que o

carregamento forçado impactaria diretamente no consumo, o mesmo deve estar atrelado apenas ao uso do GNC, a fim de eliminar restrições de desempenho relacionadas ao uso deste combustível em um MCI. Convém também ressaltar que motores sobrealimentados utilizando álcoois não necessitam de *intercooler*, pois o elevado calor latente de vaporização do álcool é suficiente para arrefecer a mistura a temperaturas inferiores à atmosférica [MARTINS, 2006].

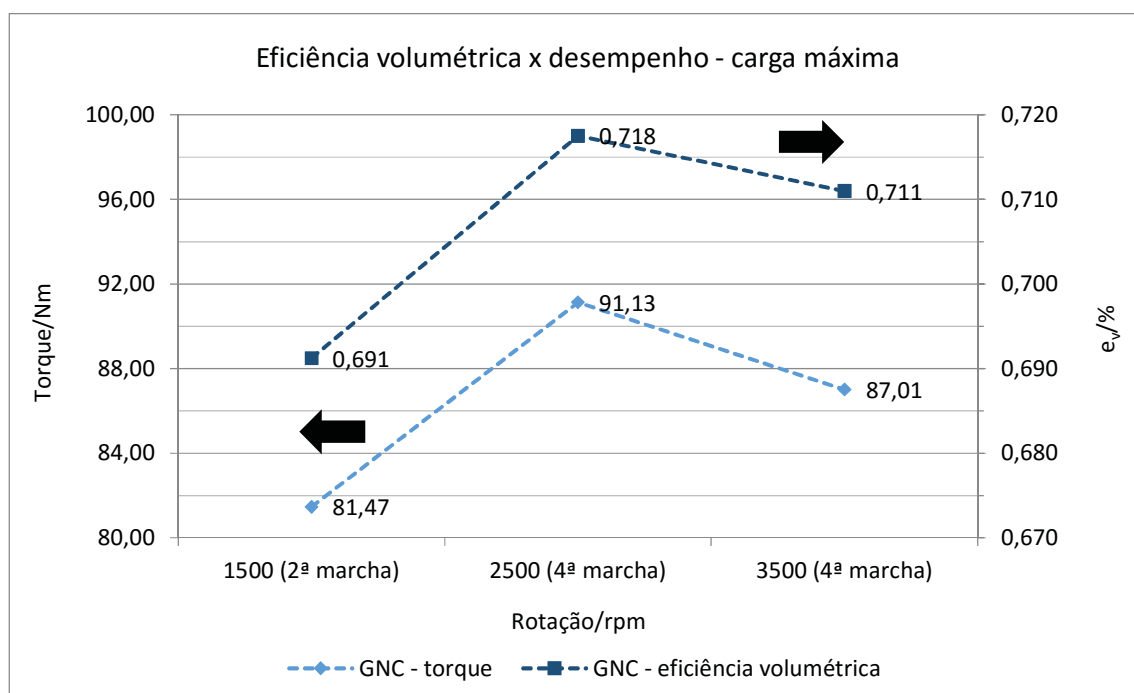


Figura 4.4 – Relação entre desempenho e eficiência volumétrica para o GNC.

Sem a preocupação de aprofundar as discussões quanto à aplicação do sistema de sobrealimentação, que extrapola os objetivos do trabalho, considera-se aqui o objetivo precípua de evidenciar as possibilidades de desenvolvimento da interação entre combustíveis alternativos e o MCI convencional.

A aplicação de um turbocompressor, diferente de um compressor mecânico, aproveita a energia contida nos gases exaustos, cuja disponibilidade será ainda explorada a partir da análise exérgica. A associação do turbocompressor a um *intercooler* pode suscitar o desenvolvimento de um sistema singular que possa aproveitar o efeito de refrigeração obtido a partir da expansão do GNC na válvula redutora de pressão, contribuindo de forma contundente para um desempenho satisfatório do MCI quando da utilização do combustível.

O sistema de alimentação de GNC do Grand Siena Tetra Fuel utiliza resistência elétrica para aquecer a válvula redutora de pressão, evitando congelamento dos canais de alimentação e consequente interrupção do fluxo de combustível. A implementação do sistema descartaria o uso de energia do MCI para operar, além de reduzir também a atuação da resistência elétrica, alimentada a partir da bateria. Seria também desnecessária a usual redução da taxa de compressão quando implementado a sobrealimentação, considerando a alta resistência à detonação do GNC. A disponibilidade observada enseja aprofundamentos de estudos para desenvolvimento de sistema original de fábrica, perfeitamente ajustado, que dispense demais adequações, como por exemplo a adição de bicos de injeção auxiliares realizada quando da conversão de motores originalmente aspirados em “turbo”.

Portanto, analisando inicialmente apenas o desempenho, o incremento de potência para adoção de um turbocompressor em um MCI ciclo Otto de um veículo nacional de baixa cilindrada pode chegar a quase 40%. Quando associado a um *intercooler* até cerca de 51%, de acordo com os resultados levantados por Silva [SILVA, 2008]. Ou seja, a aplicação pode eliminar a restrição operacional deflagrada pelo baixo desempenho do GNC em um MCI aspirado convencional, se comparada ao menor desempenho verificado entre os combustíveis líquidos, o do E25, conforme Figuras 4.1 e 4.2.

4.2 Análise de consumo

Indiferente a aspectos ambientais e de sustentabilidade, vinculados aos atuais anseios sociais, o aspecto econômico é determinante na escolha do combustível a ser utilizado no MCI. Para este estudo, a relação entre o consumo específico (C_s) da gasolina comum (E25) e os consumos específicos dos demais combustíveis foi definida como um dos parâmetros de análise adequados. A partir desta relação é possível verificar efetivamente sob quais condições operacionais um combustível rende mais do que outro, além também de avaliar o incremento necessário de eficiência à operação do MCI que torne o combustível avaliado viável economicamente. Serve também como balizador dos preços dos combustíveis, quando associado aos valores vigentes de mercado. Consumo, consumo específico (C_s) e a relação C_{sE25}/C_s , evidenciam a condição de viabilidade econômica de cada combustível, de acordo com às condições de interação entre os mesmos e as características do MCI avaliado.

Verifica-se o aumento do consumo com o aumento da velocidade de rotação. Verifica-se também maiores consumos para o etanol, gasolina comum e GNC, nesta ordem. As misturas combustíveis, de forma geral, aumentam o consumo de acordo com o aumento da proporção do álcool. Em função do maior consumo, a possível implementação da estratégia de desativação de cilindros causaria impacto maior para o MCI quando propelido a etanol.

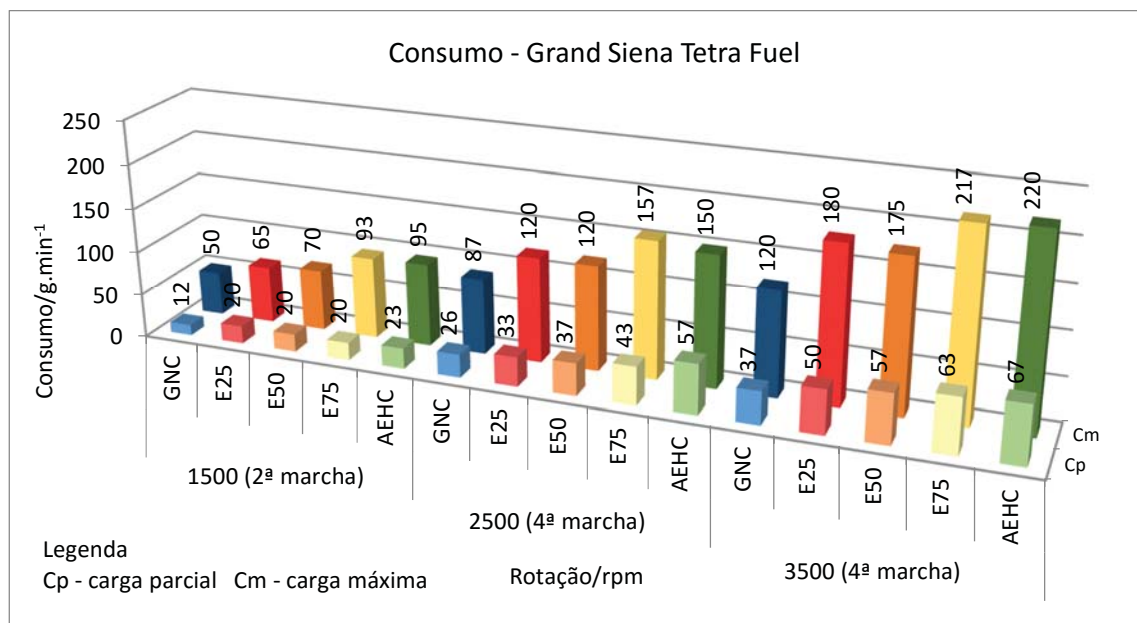


Figura 4.5 – Consumo do Grand Siena para os diferentes combustíveis.

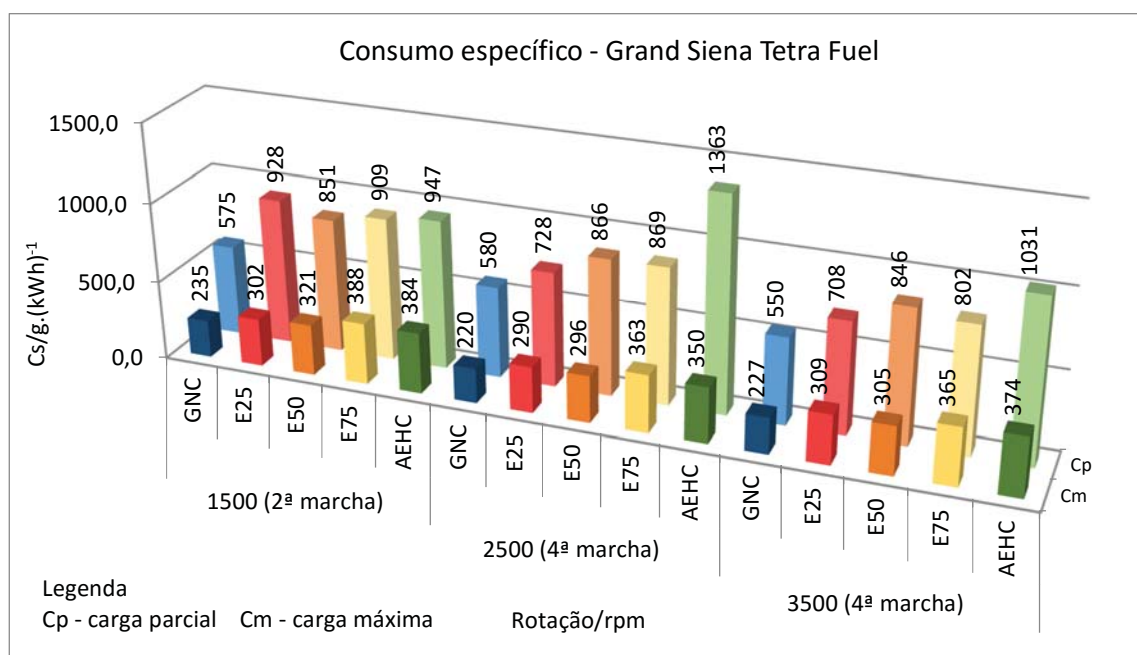


Figura 4.6 – Consumo específico do Grand Siena para os diferentes combustíveis.

Apesar do menor consumo de combustível para operação do MCI em carga parcial (C_p), conforme análise da Figura 4.5, o parâmetro de análise que melhor representa o aspecto avaliado quando comparadas as condições de carregamento é o consumo específico, conforme análise da Figura 4.6. A análise do consumo específico demonstra o menor consumo específico para o carregamento pleno. Para o carregamento parcial o sistema de comando de válvulas variável, possibilita sensíveis ganhos no consumo específico. As diferentes condições operacionais serão ainda exploradas quando da análise de eficiências.

A análise de consumo, ainda a partir da análise da Figura 4.5, aliada à estrutura necessária à disposição dos reservatórios do combustível gasoso, demonstra uma característica relevante da gasolina, quando comparada aos demais combustíveis. A sua densidade energética, que lhe confere vantagens técnicas elementares. Quando a finalidade do combustível é traslado, o mesmo torna-se parte integrante da massa e do volume transportado e, portanto, impacta diretamente em aspectos, como autonomia, espaço disponível, além do próprio consumo. A autonomia é um dos principais empecilhos à massificação da utilização do GNC. Possíveis avanços quanto ao desenvolvimento do gás natural adsorvido (GNA) poderão reduzir a restrição a utilização de um combustível gasoso para traslado.

Verifica-se, de forma discreta, a partir das análises das Figuras 4.5 e 4.6, alguns resultados anômalos para o E50 e o AEHC operando em carga máxima, quando se esperava maiores valores de consumo e de consumo específico, relativamente aos demais combustíveis. Resultados anômalos também foram verificados quando da análise de desempenho, porém de forma ainda mais sutil. Esses resultados poderiam ser atribuídos apenas a erros no sistema de medição do dinamômetro, ou até caracterizadas como “ruídos” nos dados.

Algumas discrepâncias nos dados podem ser causadas por incoerência na identificação do combustível pelo sistema de controle do motor, que podem ocasionar alterações em seus parâmetros de funcionamento, como ponto de avanço de ignição e relação ar-combustível. Os resultados anômalos apresentados para o E50 e o AEHC podem ser atribuídos às falhas transitórias de ajuste operacional do veículo, constatado pelo alto excesso de ar medido (que saltou para cerca de 20% para rotação de 3500 rpm do AEHC e do E50 e 32% para rotação de 1500 rpm do E50, chegando até 44% para a mesma rotação do AEHC), o que poderá ser confirmado inclusive quando da análise de emissões, a partir do aumento percentual de O_2 nos gases de combustão.

Para misturas pobres, todo o combustível é queimado, melhorando a eficiência, enquanto para misturas ricas todo o ar é consumido, aumentando o torque [BRUNETTI, 2012]. A condição, portanto, explica inclusive eficiências majoradas para o E50 e o EAHC, a serem confirmadas quando da análise de eficiências, devido à utilização de mistura pobre, que tende a um menor consumo em detrimento do desempenho.

De maneira análoga ao que foi observado na análise de desempenho, apesar de o consumo do AEHC também variar bastante com as condições operacionais, assim como varia o consumo dos demais combustíveis, percebe-se que o seu consumo específico varia pouco com a rotação em carga máxima, conforme análise da Figura 4.6, e com a relação de transmissão, conforme análise da Figura 4.8, quando comparado à gasolina comum (E25) e ao GNC.

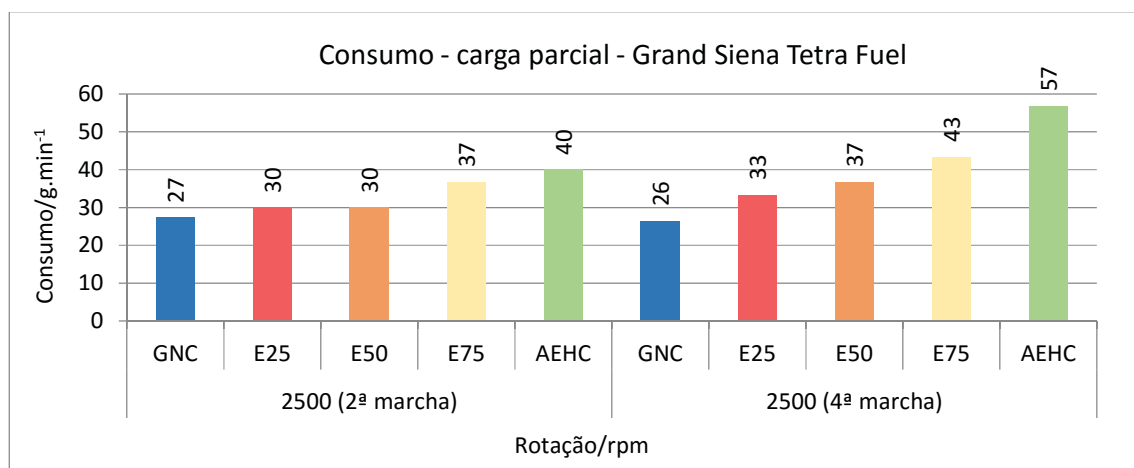


Figura 4.7 – Consumo do Grand Siena para diferentes relações de transmissão.

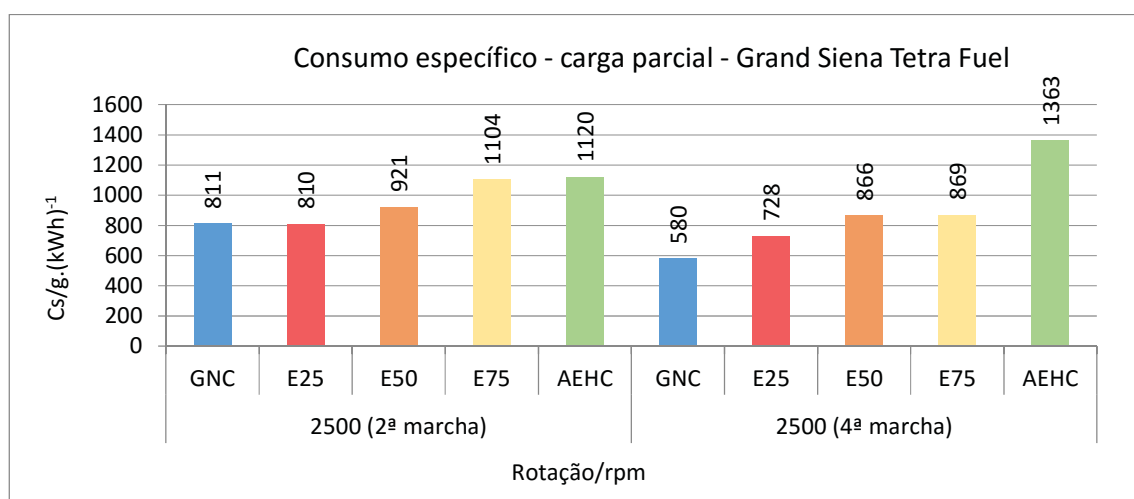


Figura 4.8 – Consumo específico do Grand Siena para diferentes relações de transmissão.

O consumo específico dos combustíveis comparados em carga parcial e em carga máxima, também demonstrado na Figura 4.6, traduz o melhor aproveitamento do veículo em suas condições operacionais plenas, condição que também será explorada quando da análise de eficiências. Nota-se também, a partir das Figuras 4.7 e 4.8, diferentes resultados para a mesma rotação, porém com relações de transmissão diferentes, evidenciando condições de resposta do MCI de acordo com a solicitação. Diferentes tendências para o consumo específico do etanol em relação à gasolina comum e ao GNC, nas diferentes relações de transmissão, deve-se a maior velocidade de frente de chama do etanol, quando efeitos da combustão incompleta são percebidos (confirmados na análise de emissões) devido à correção não ideal a partir da *ECU*.

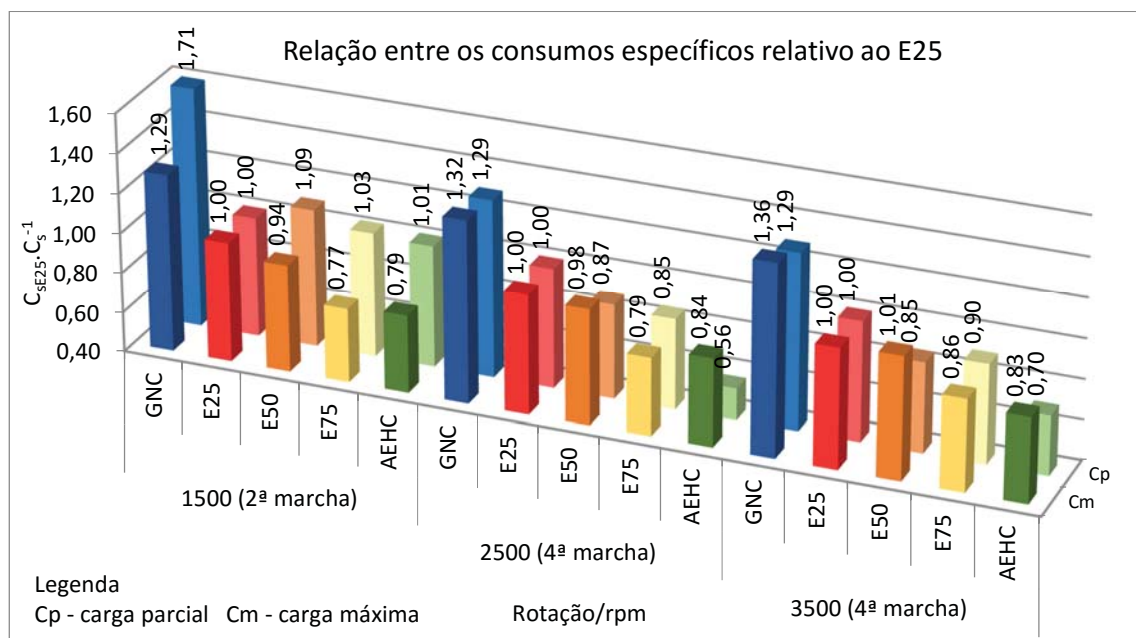


Figura 4.9 – Viabilidade econômica dos combustíveis comparada ao E25 para diferentes condições operacionais.

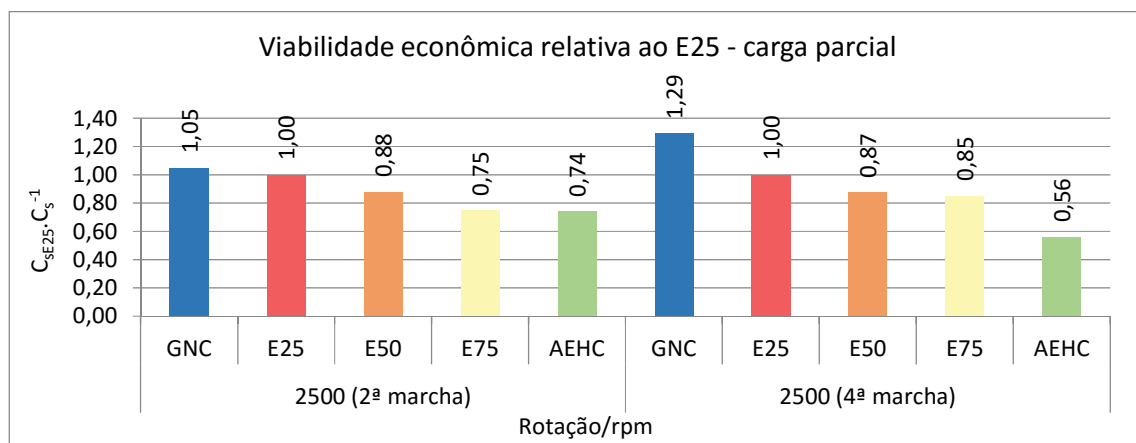


Figura 4.10 – Viabilidade econômica dos combustíveis comparada ao E25 para diferentes relações de transmissão.

Pode-se verificar, a partir da análise de viabilidade econômica possibilitada pelas Figuras 4.9 e 4.10, o fator motivacional para conversão de veículos convencionais para utilização também do GNC. A relação de proporção entre os consumos específicos da gasolina comum (E25) e do GNC, em quaisquer condições operacionais, é vantajosa em favor do GNC, ou seja, o seu consumo por potência gerada é muito menor do que o da gasolina comum. A vantagem econômica ainda pode ser ampliada em função da relação de preços vigentes de mercado, considerando como exemplo os custos dos combustíveis apresentados nas Tabela 3.5 e 3.7.

De forma geral, devido à regulação natural dos preços de mercado a longo prazo para os combustíveis líquidos demonstrado por Gomez, as relações entre os preços de mercado da gasolina comum e do etanol devem seguir o mesmo patamar médio de proporção entre os consumos específicos dos respectivos combustíveis [GOMEZ, 2015]. A partir da análise das Figuras 4.9 e 4.10, o etanol (AEHC) demonstra maior viabilidade econômica para operação do MCI em baixas rotações em carga parcial, quando comparada com as médias e altas. Ou seja, pode-se configurar a condição de uso urbano do veículo como a de maior viabilidade econômica para o uso do etanol. A maior queda de viabilidade econômica do etanol ocorre para velocidades de rotação de 2500 rpm e em condições de carregamento parcial, que aproxima a condição operacional à de cruzeiro. Ou seja, para percurso realizados em autoestradas a gasolina comum seria a opção mais vantajosa entre os combustíveis líquidos. Há de se considerar, no entanto, que o projeto do MCI de ignição por centelha é realizado, praticamente em sua totalidade, para o uso do combustível gasolina, o que justifica a melhor viabilidade alcançada para este combustível na condição operacional teoricamente de uso mais frequente.

O maior empecilho à expansão do etanol, enquanto combustível renovável de vocação nacional, é a estreita faixa delimitada entre os preços da gasolina e do açúcar [BBC BRASIL, 2009]. Portanto, sugere-se a necessidade de alteração na relação de proporção entre os consumos específicos da gasolina comum e do combustível alternativo, a fim de tornar este último mais atrativo à produção, distribuição e comercialização, com o objetivo maior de redefinição da matriz energética do modal. Ou seja, assim com a tecnologia *flex-fuel* impulsionou a demanda pelo etanol, também a atratividade necessária à sua produção pode ser alcançada a partir de adequações de características do MCI de veículos nacionais multicomcombustíveis, por meio de desenvolvimentos tecnológicos alinhados ao uso do combustível. Maiores eficiência e desempenho e menores taxas de emissões, resultantes da interação entre os combustíveis alternativos e o MCI repercutiriam em possibilidade de maior

preço de venda, que é um dos gargalos da produção do álcool atualmente, condicionado ao preço da gasolina. A atual frota de veículos *flex-fuel* e a possibilidade de aumento da oferta de etanol, promovida por uma maior atratividade produtiva, pode, inclusive, influenciar de forma contundente o preço final da gasolina comum no mercado interno. Diversos fatores econômicos e climáticos indicam que há uma forte probabilidade de variação a longo prazo no preço relativo do etanol e da gasolina comum no Brasil. Governo e os principais intervenientes no domínio da energia conseqüentemente precisam adotar uma estratégia clara, com base em dados fiáveis, a fim de lidar com a relação oferta e demanda por ambos os combustíveis [GOMEZ, 2015].

4.3 Análise de eficiências

Nesta análise influenciam vários fatores que podem ser avaliados. No entanto, apesar de aparente reprodutibilidade das observações, é difícil ou impossível tirar conclusões fundamentais a partir de experiências e análises aplicadas isoladamente, por causa da influência combinada de um grande número desses fatores, alguns dos quais são conhecidos e alguns dos quais são desconhecidos. Estes incluem efeitos específicos do sistema de alimentação de combustível, do ponto de ignição do motor, alterações na pressão do coletor de admissão, além de mudanças na temperatura da parede do cilindro [SZYBIST, 2012]. Resultados auferidos em diversos trabalhos contrastam. Caton atribuiu estimativa de 0,5% de eficiência térmica superior de etanol comparado à gasolina para um MCI de ignição por centelha, principalmente a um estrangulamento reduzido para combustíveis álcoois, por causa de suas pressões no coletor de admissão mais elevadas [CATON, 2010, apud SZYBIST, 2012]. Já Marriott et al concluiu, a partir de medições experimentais, que a maior eficiência do E85 em relação à gasolina pode ser atribuída a uma redução das perdas de calor devido a menor temperatura do cilindro com álcool combustível [MARRIOTT, 2008 apud SZYBIST, 2012].

4.3.1 Análise energética

Observa-se a partir de análise conjunta das Figuras 4.11 e 4.12 o impacto da variação das condições operacionais na eficiência térmica (η_T) do MCI. Em um MCI de ignição por centelha, existe um ponto ótimo de eficiência em uma faixa intermediária de velocidade. A rotação de

3500 rpm, em carga parcial, é a que melhor representa a condição operacional de cruzeiro. Já a rotação de 2500 rpm, operando em carga plena, aproxima-se do ponto ótimo, de máxima eficiência operacional do MCI. O aumento da rotação cria elevadas perdas mecânicas, enquanto que a redução aumentará as perdas térmicas [MARTINS 2006]. Considerando a capacidade e a eficiência de MCI para veículos autopropelidos é essencial uma alta eficiência nas condições de cruzeiro ou médias, para tornar mínimos o impacto do peso e o custo do combustível [TAYLOR, 1988]. Quanto à solicitação do motor, podemos confirmar a maior eficiência do MCI quando solicitado à carga plena do que quando em carregamento parcial. A menor eficiência em carga parcial se deve ao impacto dos efeitos de bombeamento, causados pela restrição à passagem de ar na válvula de admissão [HEYWOOD, 1988]. Também devido à redução da área do circuito P-V em função da menor taxa de expansão e respectiva diminuição na temperatura média de fornecimento de calor para o ciclo [MARTINS, 2006]. De forma geral, a partir da análise da eficiência para a rotação de 2500 rpm, em 2ª e 4ª marcha, a partir da Figura 4.12, pode-se verificar que o desempenho não está alinhado com a eficiência. Não obstante, também possíveis impactos da utilização de câmbios modernos, com melhores relações de transmissão, na eficiência dos veículos.

Reitera-se, por meio da Figura 4.11, os resultados anômalos observados principalmente para utilização do E50 no MCI operando à carga máxima. O reconhecimento falho da mistura faz com que o mapeamento da calibração do avanço de ignição não atinja o “ponto ótimo” de torque do motor, *MBT* (do inglês: *Minimum Advance for Best Torque*), onde a máxima pressão média efetiva é alcançada [POURKHESALIAN, 2009].

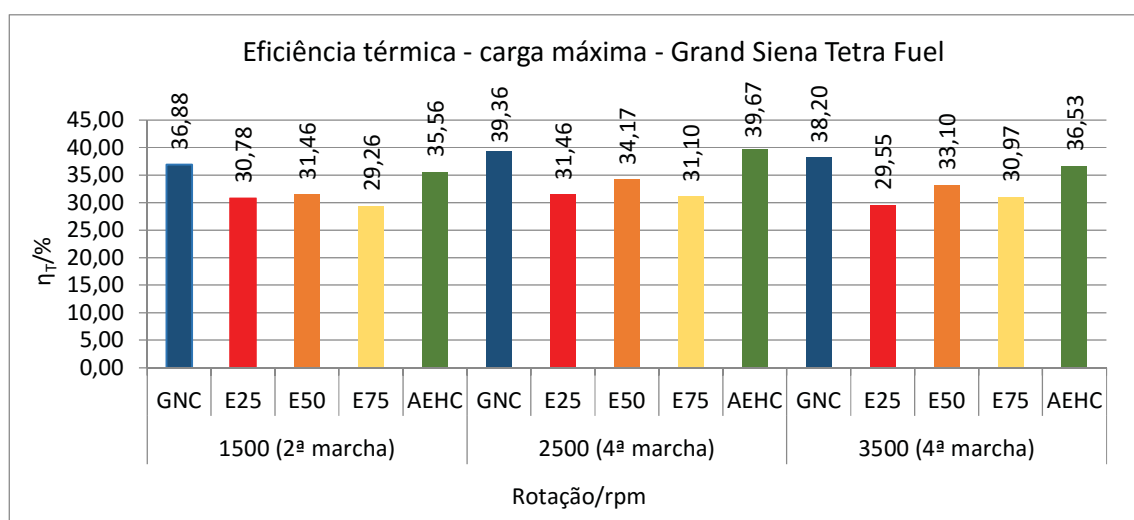


Figura 4.11 – Eficiência energética do Grand Siena em carga máxima.

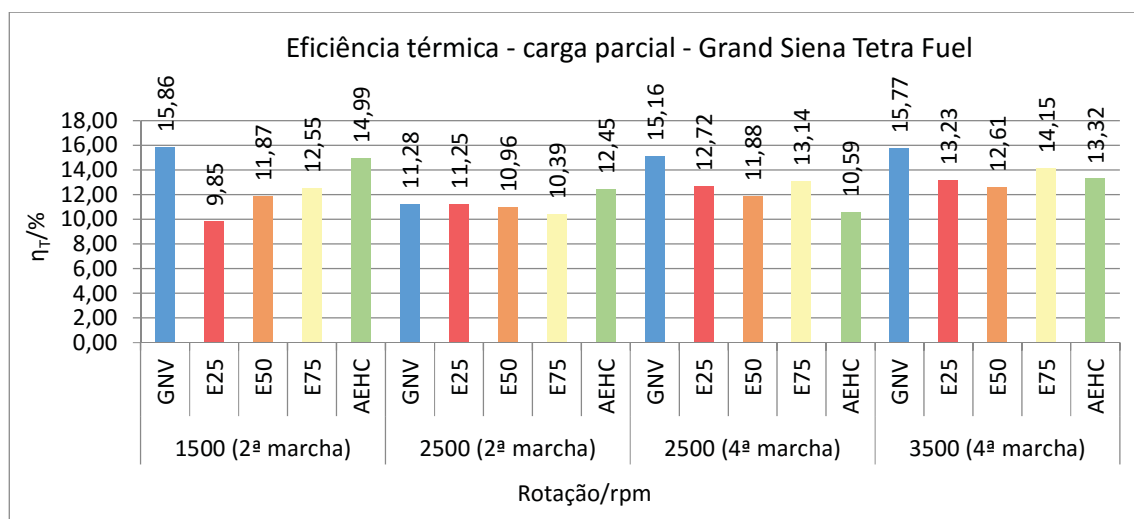


Figura 4.12 – Eficiência energética do Grand Siena em carga parcial.

A análise da Figura 4.11, considerando ainda a necessidade de alteração na relação de proporção entre os consumos específicos da gasolina comum e dos combustíveis alternativos, além também dos fundamentos acerca da melhoria de eficiência em função do aumento da taxa de compressão, enseja, considerando ainda um horizonte distante para o desenvolvimento e consolidação de um MCI com taxa de compressão variável (*VCR*), o desenvolvimento de um MCI multicomcombustível, propelido apenas a etanol e ou a GNC.

Um MCI com taxa de compressão majorada de 12,4:1 para em 14,5:1, admitidas tanto no uso do etanol como no uso do GNC, pode agregar cerca de 1% de eficiência. Porém, se associarmos ao ganho elementar, outros oriundos de um melhor ajuste alcançado para a operação do MCI abastecido com apenas um combustível líquido, poder-se-á perceber impactos na relação entre os custos energéticos em favor dos combustíveis alternativos.

Motores de ignição por centelha com tecnologia *flex-fuel*, apresentam em sua calibração mapas de avanço diferenciados para cada combustível e de acordo com as diferentes proporções de misturas. 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* [GALLONI, 2009]. Ademais, a alternativa *flex-fuel*, conforme implementado no Brasil, não é tão eficiente quanto um MCI monocombustível. Isto ocorre porque as combinações ideais de taxa de compressão, geometria de cilindro e comando de válvulas são diferentes para cada tipo de combustível. Além disso, o motor *flex-fuel* não é capaz de tirar o máximo proveito de uma maior eficiência de combustão do etanol, uma vez que a taxa de compressão de um MCI *flex-*

fuel é mais baixa do que a de um MCI propelida apenas a etanol combustível, devido à baixa octanagem da gasolina [SZKLO, 2007, apud BASTIN, 2010].

Maiores taxas de compressão possibilitam menores motores para a mesma potência de saída. A estratégia está alinhada à tendência mundial *engine downsizing*, voltada à redução das dimensões dos motores. Segundo Vilanova, o ganho em potência de um motor com taxa de compressão 14,5 comparado ao de 9,5, obtido a partir de simulação para o AEHC, é de 12,7% [VILANOVA, 2007].

Há de se considerar ainda uma vantagem indireta do uso do GNC no MCI, que é o aumento da vida útil do óleo lubrificante, pois não é contaminado por resíduos de fuligem, nem sofre diluição [MACHADO, 2007]. Também uma outra vantagem indireta da alta eficiência, seria a redução da temperatura dos gases de descarga, não observada para o uso do GNC operando em carga máxima no MCI avaliado, muito em função do excesso de ar inexistente. A redução de temperatura frequentemente resultaria em uma melhora da confiabilidade e da durabilidade de um MCI, pois muitos dos problemas de deterioração dos motores estão relacionados a altas temperaturas de descarga. [TAYLOR, 1988].

4.3.2 Análise exergética

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]. 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 imediatas [MORAN, 2006].

Verifica-se, comparando as Figuras 4.11 e 4.13 e 4.12 e 4.14, para análise do sistema utilizando as Primeira e Segunda Leis, valores de eficiência energética (ε) maiores do que exergéticas. Existem alguns combustíveis cujo valor da razão entre a exergia química, que depende da constituição do combustível, definido pelo fator β , e o PCI é maior do que a unidade, e estes são capazes de realizar mais trabalho do que o indicado pelo seu PCI. Alguns outros

combustíveis têm um valor de β menor do que a unidade, e estes são capazes de realizar menos trabalho do que se poderia estimar a partir do PCI [SZYBIST, 2012].

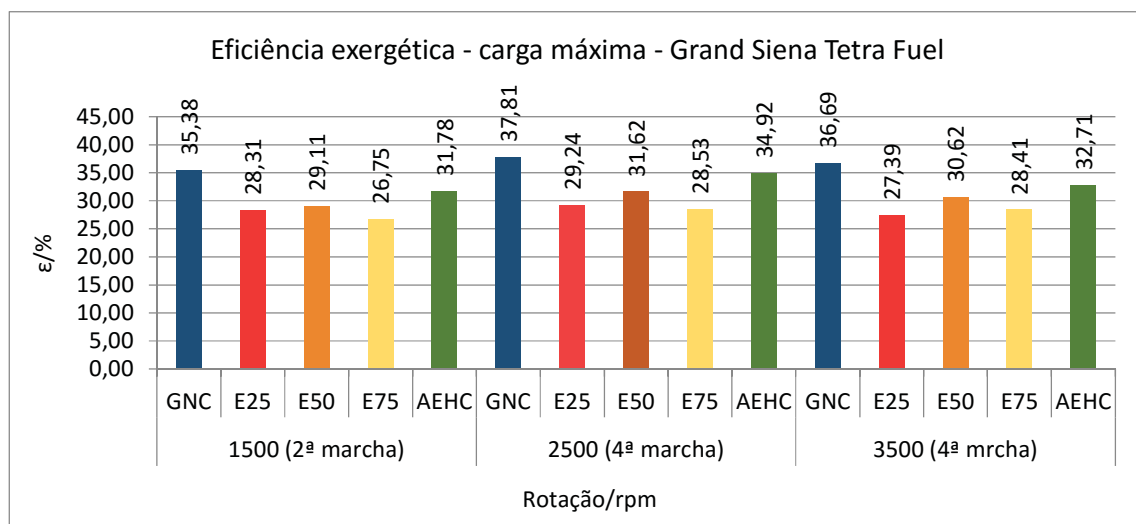


Figura 4.13 – Eficiência exergetica do Grand Siena em carga máxima.

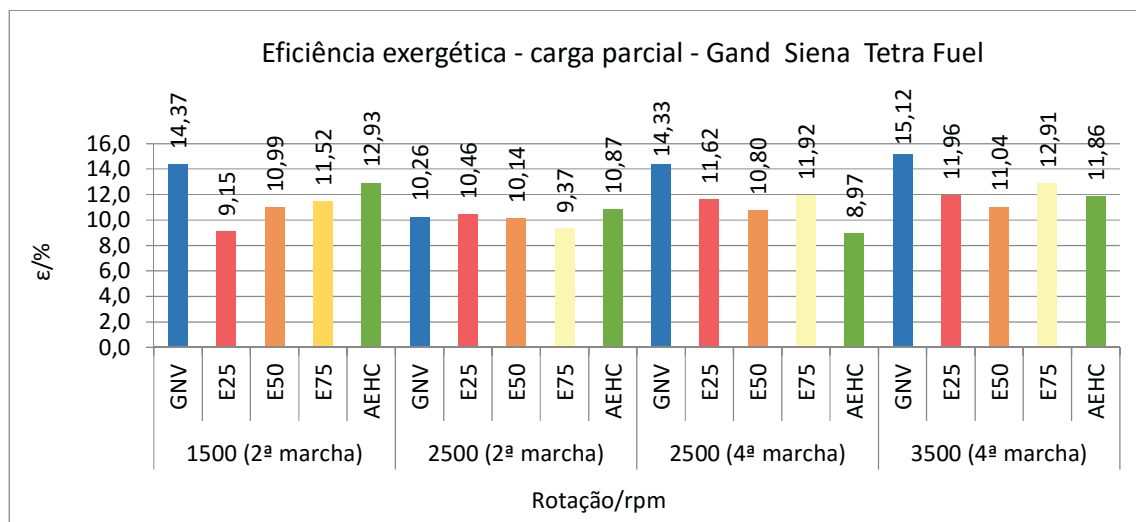


Figura 4.14 – Eficiência exergetica do Grand Siena em carga parcial.

As oportunidades para melhor aproveitamento dos potenciais reais, conforme análise exergetica, variam em função do carregamento, da rotação e também dos combustíveis utilizados, conforme análise conjunta das Figuras 4.15, 4.16, 4.17 e 4.18. Convém, no entanto, realizarmos esta análise à luz de algumas considerações. As irreversibilidades associadas ao processo de combustão são da ordem de 21% da energia disponibilizada pelo combustível, ou 70% do total de irreversibilidade no MCI [RAKOPOULOS, 2006]. A reação química é uma

das mais importantes fontes de destruição de exergia. O combustível e o oxidante sofrem reações em cadeia. O pré-aquecimento dos reagentes e a redução da razão oxidante-combustível são duas medidas que resultam em uma temperatura mais elevada dos gases de combustão (assumindo que todas as outras condições permanecem as mesmas) e em uma maior eficiência termodinâmica (menos destruição de exergia por unidade de combustível) nos processos de combustão. Entretanto, através destas medidas, a destruição global de exergia causada pelo processo de combustão é reduzida em apenas um percentual relativamente pequeno [TSATSARONIS, 2013]. Grande parte da exergia destruída (E_d) abrange as irreversibilidades geradas no interior do volume de controle. Consiste, principalmente, nas perdas associadas ao processo de combustão, nas perdas por bombeamento e nas perdas de calor por radiação. Esta última, segundo Patterson, para o MCI ciclo Otto, mesmo no tempo da combustão, não chega à 10% do total do calor transmitido [PATTERSON, 1972, apud GALLO, 1990].

Considera-se também que a taxa de calor transferida ao fluido de arrefecimento nos motores ciclo Otto são da ordem de 80 a 100% da potência efetiva (\dot{W}_e) auferida a partir dos mesmos [MARTINS, 2006] [BRUNETTI, 2012]. Apesar de a taxa de calor ser alta, considerando-se o pequeno diferencial entre a temperatura média de operação, mantida em torno de 90 °C para o volume de controle MCI, e as temperaturas ambientes, o fluxo de exergia (E) a partir do sistema de arrefecimento acaba sendo mais baixo, da ordem de 40% dos fluxos de exergia indeterminados, medidos em carga máxima, e 10%, medidos em carga parcial.

O maior rendimento exergético do MCI se dá à plena carga, conforme análise comparativa direta das Figuras 4.13 e 4.14. O impacto do carregamento fica evidente, quando da análise comparativa dos gráficos das proporções das exergias em carga máxima (C_m) e em carga parcial (C_p), Figuras 4.16 e 4.18. Em carga parcial os fluxos de exergia indeterminados e, conseqüentemente, a exergia destruída, elevam em muito sua proporção em relação à operação em carga máxima. A maior exergia destruída para operação do MCI em carga parcial é devido principalmente aos efeitos de bombeamento, quando a pressão de admissão é menor que a pressão de exaustão. A exergia destruída para operação do MCI em carga máxima está relacionada principalmente às perdas por atrito [GALLO, 1990].

Também se verifica a partir das Figuras 4.15, 4.17 o crescimento dos fluxos de exergia indeterminados e, conseqüentemente, da exergia destruída, conforme aumento da rotação. Porém, conforme análise das Figuras 4.16 e 4.18, proporcionalmente em relação a exergia de

entrada do combustível, é discreta, porém perceptível de forma geral, uma faixa ótima intermediária de rotação, quando a destruição de exergia é mínima. As perdas térmicas são acentuadas em baixas rotações, porém as perdas por atrito acentuam-se mais ainda em altas rotações. Por isso os projetos de motores de combustão interna modernos perseguem um maior valor de torque, restringindo as rotações máximas de operação para obtenção da potência máxima, repercutindo em maior eficiência, pois os atritos são menores.

Ainda a partir das Figuras 4.15 e 4.17, verifica-se que o fluxo de exergia dos gases exaustos aumenta com a rotação. Já o potencial de aproveitamento da energia disponível a partir do sistema de arrefecimento para a geração de trabalho, conforme Figuras 4.16 e 4.18, é da mesma ordem da exergia dos gases exaustos apenas em baixas rotações, de acordo com as considerações realizadas, pois varia pouco com a rotação em termos percentuais, em relação a exergia do combustível. Quando operando em carga parcial, sua proporção em relação a exergia de entrada do combustível cai quase pela metade em relação a operação em carga máxima. Os resultados verificados corroboram com outros de demais trabalhos correlatos de Gharehghani, Rakapoloulos e Fu [GHAREHGHANI, 2015] [RAKOPOULOS, 2006] [FU, 2013].

Os reais potenciais para melhor aproveitamento da energia variam de acordo com o combustível utilizado. As Figuras 4.15 e 4.17 possibilitam análise a partir dos valores de exergia de cada termo, indicando a melhor avaliação quanto às possibilidades associadas ao uso de cada combustível. Quando necessário, recorre-se ainda à análise proporcional possibilitada pelas Figuras 4.16 e 4.18. Destarte, verifica-se que os valores absolutos de exergia associados ao fluxo de gases exaustos para o etanol (AEHC) e para o GNC são menores do que os da gasolina comum, cujos valores percentuais de exergia variam muito pouco com a rotação.

Apesar de grande quantidade de energia, o calor transferido a partir do sistema de arrefecimento não dispõe de potencial de aproveitamento equivalente, devido às baixas temperaturas envolvidas nas trocas térmicas, que reduzem as taxas de exergia associadas. Ainda assim, conforme análise da Figura 4.15 e as considerações realizadas, consiste, em valores absolutos, de um fluxo com possibilidades de aproveitamento de energia para usos acessórios, como o aquecimento interno do veículo. Idealmente um sistema de absorção também poderia aproveitar o calor disponível para gerar a refrigeração necessária ao resfriamento do veículo, descartando o sistema de condicionamento de ar convencional, que usa potência útil do MCI [ALMEIDA, 2012].

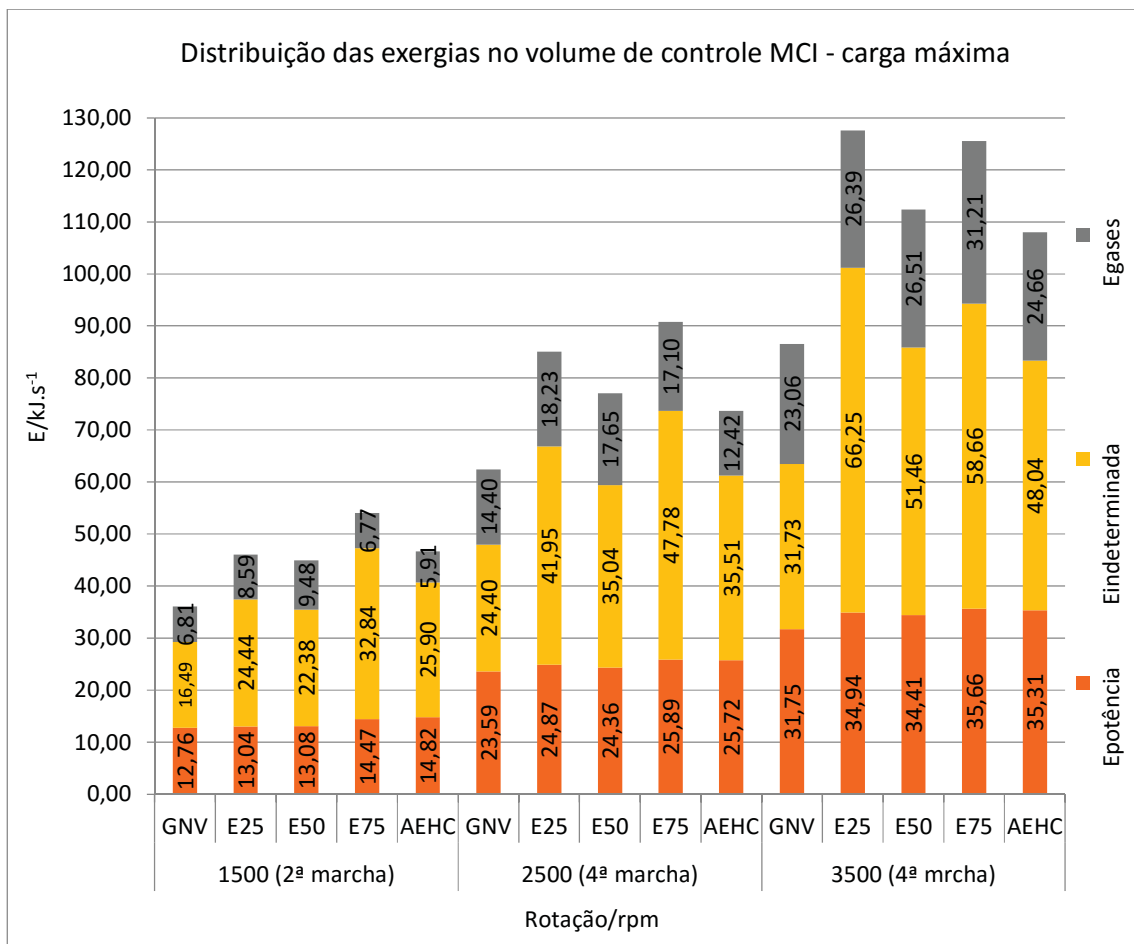


Figura 4.15 – Distribuição das exergias para o volume de controle MCI em carga máxima.

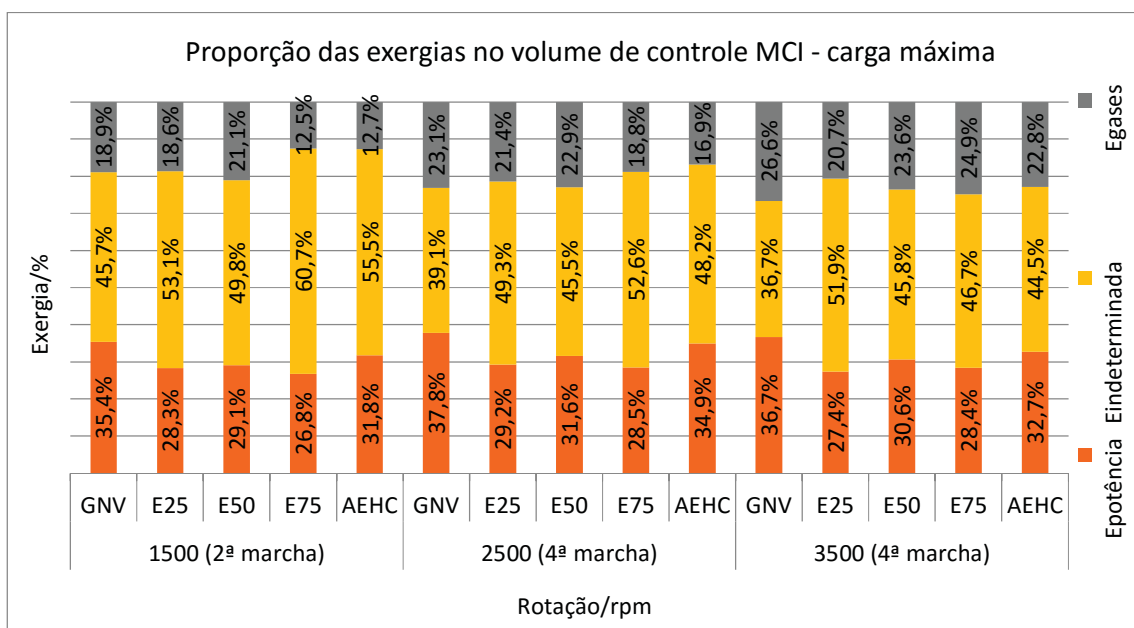


Figura 4.16 – Proporção das exergias para o volume de controle MCI em carga máxima.

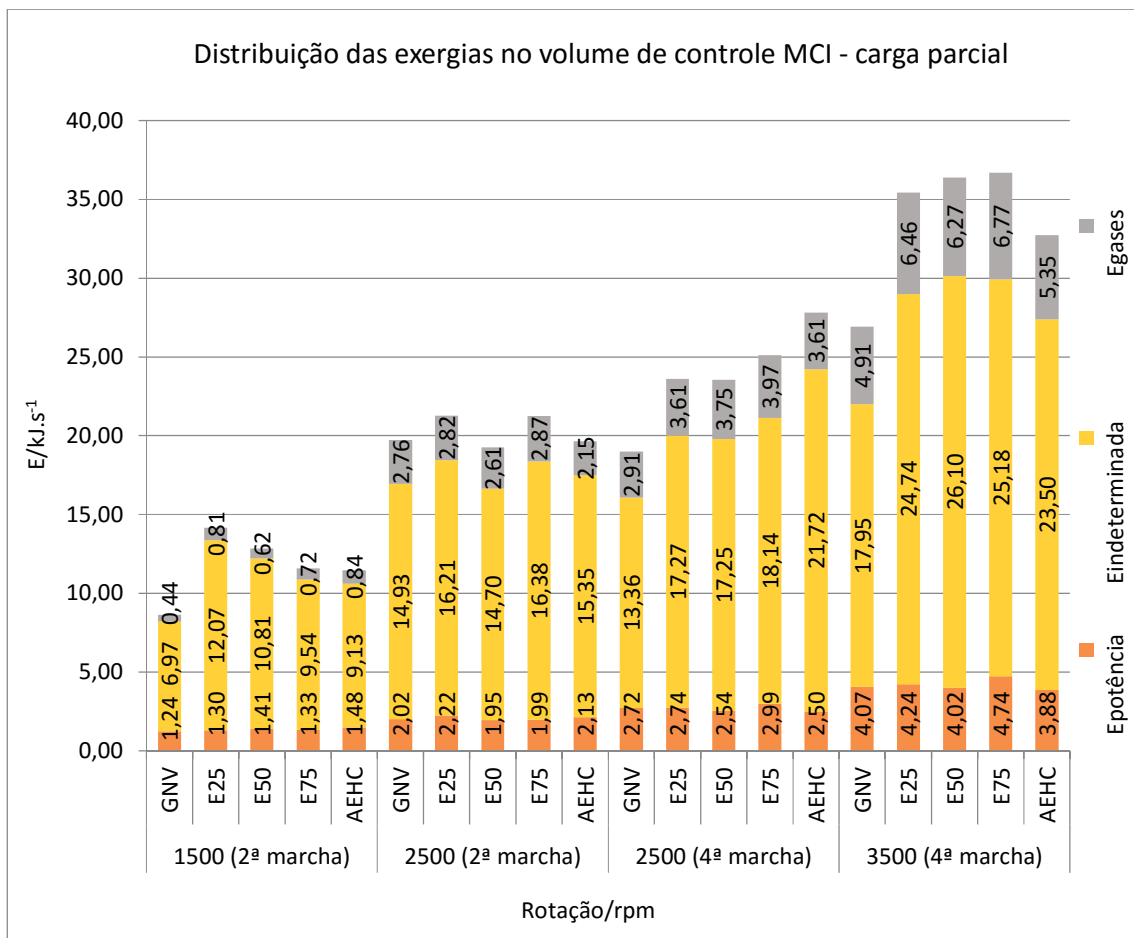


Figura 4.17 – Distribuição das exergias para o volume de controle MCI em carga parcial.

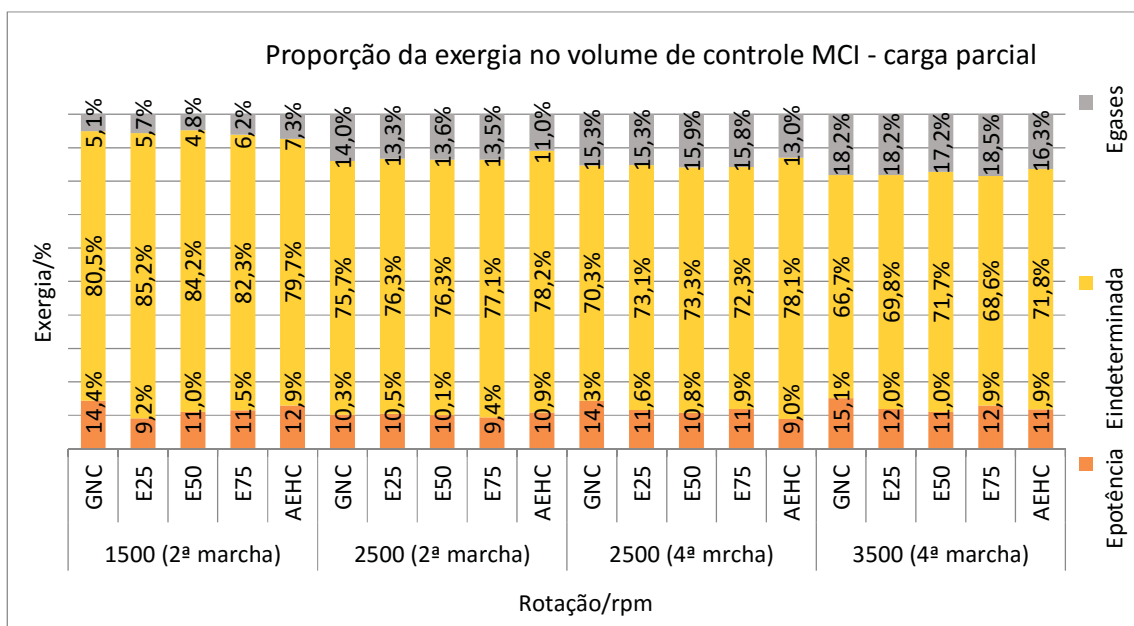


Figura 4.18 – Proporção das exergias para o volume de controle MCI em carga parcial.

O GNC possui o maior percentual de exergia associada aos gases exaustos, quando operando em carga máxima, conforme análise da Figura 4.16, em muito devido à composição dos produtos da combustão. Entretanto quando considerado os baixos valores absolutos de exergia envolvidos, conforme análise da Figura 4.15, não oferece grandes potenciais para aproveitamento da energia contida nos gases. Pode-se atribuir o baixo valor da exergia presente nos gases exaustos à baixa taxa de fornecimento de exergia do combustível. Há de se considerar, portanto, possíveis dificuldades impostas à implementação da sobrealimentação a partir de turbocompressor em um MCI, almejando aumento de desempenho para o uso do GNC. Condição definida em função dos baixos valores absolutos de exergia do fluxo dos gases exaustos. Neste caso a pressão disponibilizada pelo turbocompressor presumidamente poderia atender principalmente a operacionalização do sistema *intercooler* proposto. Na aplicação convencional a função do *intercooler* é justamente a de amenizar os efeitos do aumento de temperatura resultante da compressão [NAKANO, 2007]. Reitera-se que, em testes realizados por Silva, apesar do grande incremento no consumo horário, cerca de 33%, o consumo específico tende a melhorar a partir da aplicação do sistema turbocompressor em cerca de 5%. Quando este é associado ao *intercooler*, cerca de 12% [SILVA, 2008].

A exergia destruída pode ser reduzida principalmente a partir da implementação de estratégias tecnológicas que possam aumentar o rendimento da combustão e ou reduzir perdas por bombeamento. O aumento da taxa de compressão e a injeção direta são estratégias que podem contribuir para o aumento do rendimento da combustão, enquanto que os sistemas de comando de válvulas variável e de desativação de cilindros, além da própria injeção direta, podem contribuir para a redução das perdas por bombeamento. As estratégias combinadas podem contribuir para rendimentos ainda maiores, combinando vantagens e eliminando algumas das desvantagens. Tendem a demandar propriedades compatíveis com as de combustíveis alternativos, como as do etanol e as do GNC, alcançando maiores rendimentos, mesmo em condições de carga parcial.

A Figura 4.19 representa operação dentro da faixa ótima de rotação, à carga plena. Ou seja, a condição operacional que possibilita alcançar a maior eficiência do veículo. A Figura 4.20 configura a condição operacional de “cruzeiro” do veículo, que representa teoricamente a condição de solicitação de maior uso, ou mais frequente, do MCI.

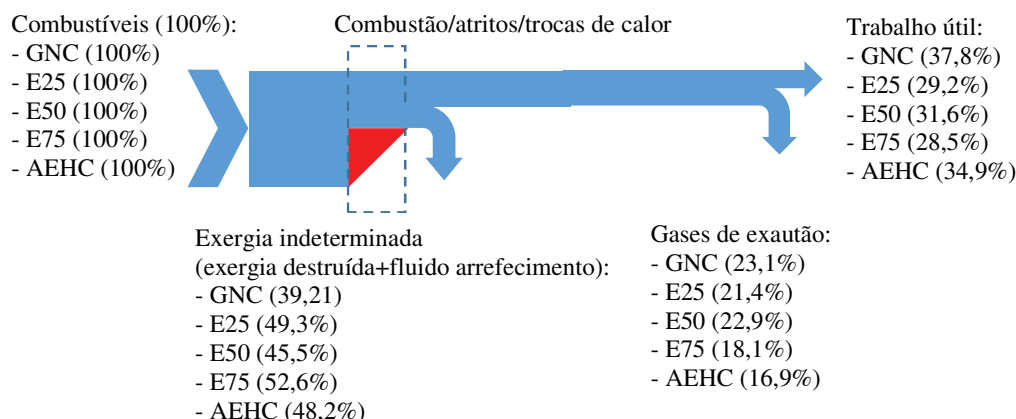


Figura 4.19 – Diagrama de Grassmann para volume de controle MCI em carga máxima à 2500 rpm (4ª marcha).

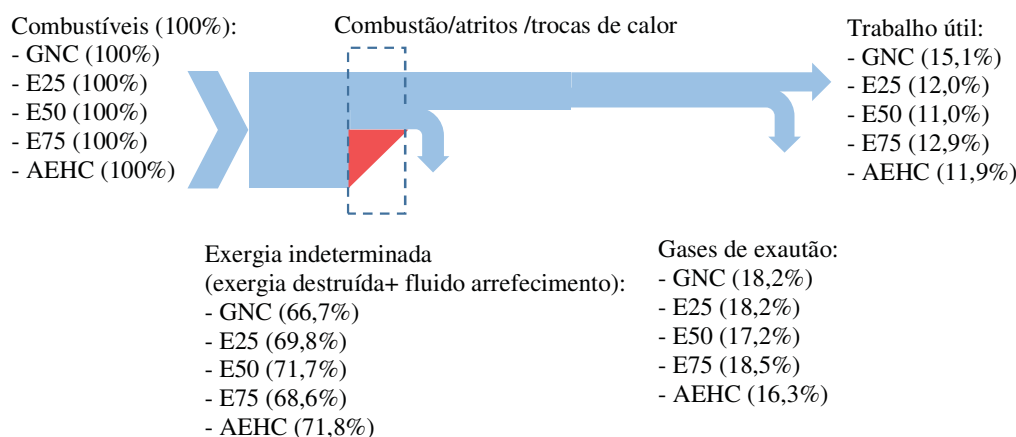


Figura 4.20 – Diagrama de Grassmann para o volume de controle MCI em carga parcial à 3500 rpm (4ª marcha).

4.4 Análise de emissões

Emissões dependem de complexas interações entre características de operação do motor e propriedade dos combustíveis utilizados. Estas características, aliadas às condições de operação e tratamentos catalíticos posteriores, quando combinadas às propriedades dos combustíveis utilizados, afetam tanto quantidade, quanto composição das emissões dos MCI. Características dos motores e tratamentos catalíticos posteriores causam maior impacto sobre as emissões que as características dos combustíveis, porém algumas propriedades destes poderão ser requeridas. Portanto, uma melhor estratégia para condução de uma alta eficiência e redução de emissões depende da otimização do sistema combustível-motor-catalizador

[WALLINGTON, 2006]. Reitera-se que, neste trabalho, o foco é a interação entre as características do MCI e as propriedades dos combustíveis. Portanto a análise é realizada para as emissões anteriores ao tratamento catalítico do veículo.

São apresentadas, nas Figuras 4.21 e 4.22 as medições dos gases com volumes relevantes. Em uma primeira análise, por meio da Figura 4.21, para operação em carga plena, pode-se claramente observar a partir do percentual de O_2 , a relação A/F tendendo à estequiométrica para o GNC, configurando o ajuste do MCI para excesso de ar inexistente quando utilizando o combustível gasoso. Também, mais discretamente, o empobrecimento da mistura ar-combustível, conforme aumento da proporção de álcool nos combustíveis líquidos, condição necessária devido à maior velocidade de queima do álcool, evitando assim a falta de O_2 para combustão. Confirma-se também, ainda a partir do percentual de O_2 , os resultados anômalos de desempenho e eficiências verificados para o AEHC e principalmente para o E50, devido ao grande excesso de ar, possivelmente causado por incoerência na identificação do combustível pelo sistema de controle do veículo, conforme já comentado. Verifica-se também, a partir das Figuras 4.21 e 4.22, aumento do excesso de ar com a redução da rotação, principalmente em carregamento parcial, necessário para evitar instabilidade operacional em função da menor velocidade de queima devido às mais baixas pressões e temperaturas de combustão, conforme Figura 4.23.

A partir da análise da Figura 4.21, verifica-se, de forma geral, menor percentual de emissão de CO_2 para o GNC, AEHC, E75, E50 e E25, nesta ordem, para operação do MCI em carga plena, conforme o esperado, devido à relação hidrogênio/carbono (H/C). Percebe-se também, a partir de comparação entre as Figuras 4.21 e 4.22, um aumento relativo discreto de CO_2 para operação em carga parcial, devido ao menor excesso de ar, que repercute também em queima incompleta, com respectivas emissões complementares de CO.

Apesar de a central eletrônica de controle, *ECU (Electronic Control Unit)*, do veículo corrigir continuamente o avanço de ignição e o excesso de ar, conforme as condições operacionais do MCI e o combustível utilizado, efeitos da combustão incompleta ainda podem ser percebidos a partir de análise comparativa de CO para rotações de 2500 rpm e diferentes relações de transmissão na Figura 4.22.

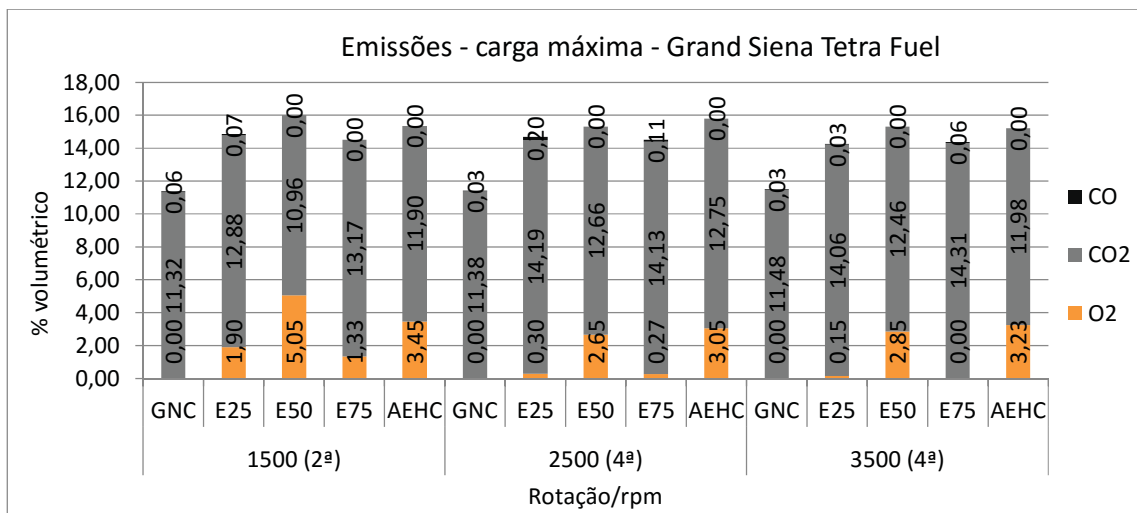


Figura 4.21 – Emissões do Grand Siena em carga máxima para os diferentes combustíveis.

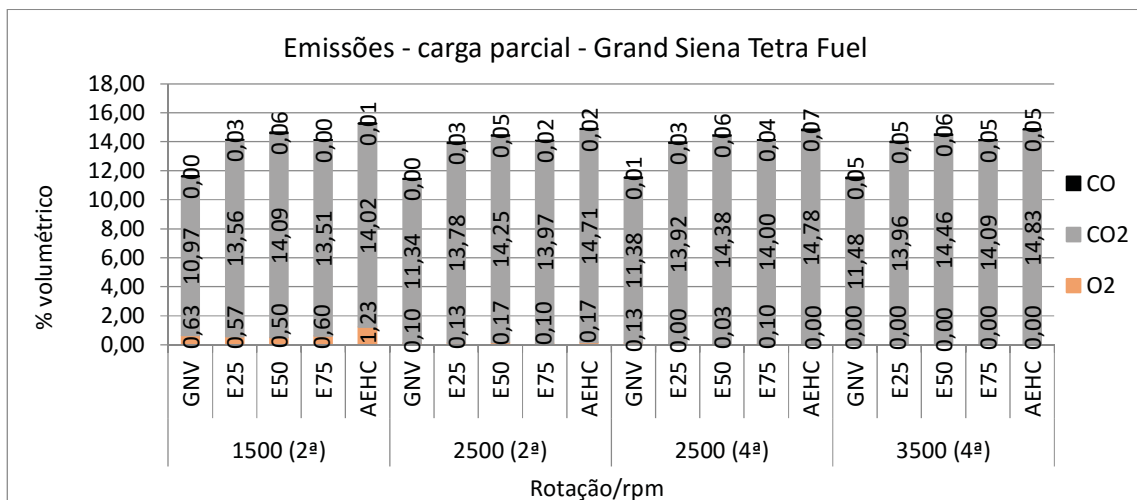


Figura 4.22 – Emissões do Grand Siena em carga parcial para os diferentes combustíveis.

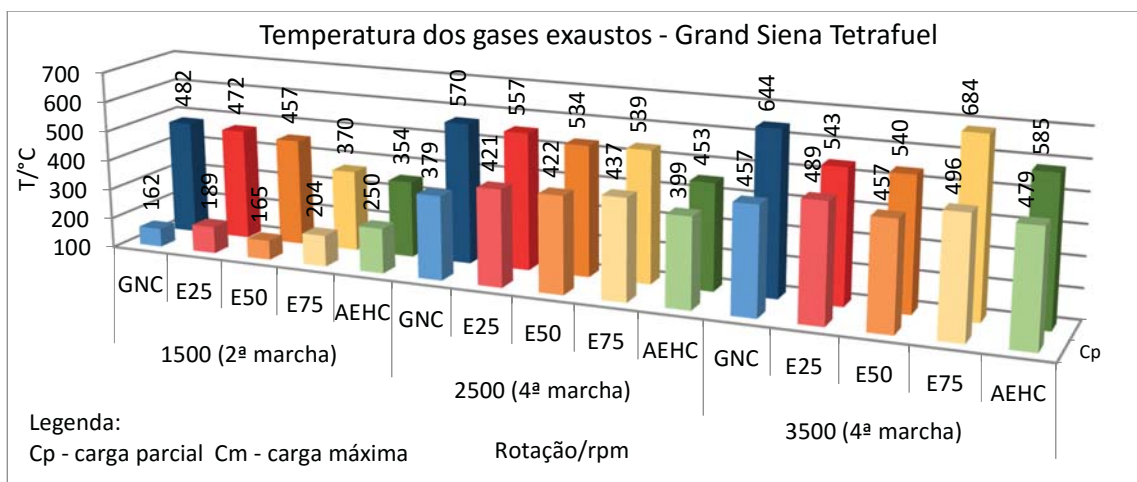


Figura 4.23 – Temperaturas dos gases exaustos do Grand Siena para os diferentes combustíveis.

Apesar de a taxa de emissões de CO₂ da gasolina comum (E25), do etanol (AEHC) e do GNC, estarem, praticamente, no mesmo patamar, conforme análise das Figura 4.21 e 4.22, quando se analisa a taxa de emissões específica, ou seja, taxa de emissões pela potência gerada, por meio da Figura 4.24, verifica-se claramente, sob o aspecto ambiental, a vantagem do GNC sobre os demais combustíveis. Excetuando os resultados anômalos, verificados para algumas rotações em carga máxima para o etanol (AEHC), este apresenta, tanto em carga máxima, quanto em carga parcial, maiores emissões de CO₂ relativamente à gasolina comum, conforme análise das Figuras 4.21 e 4.22. Entretanto, analisando o parâmetro de análise mais adequado, que é a taxa de emissões específica, constata-se o maior apelo ambiental do etanol quando comparado à gasolina comum, em carga máxima. Verifica-se, também a partir da Figura 4.24, o sensível aumento da taxa de emissões específica de CO₂ para a condição de operação em carga parcial, confirmando, mais uma vez, a melhor condição de operação da máquina térmica MCI quando é plenamente exigido.

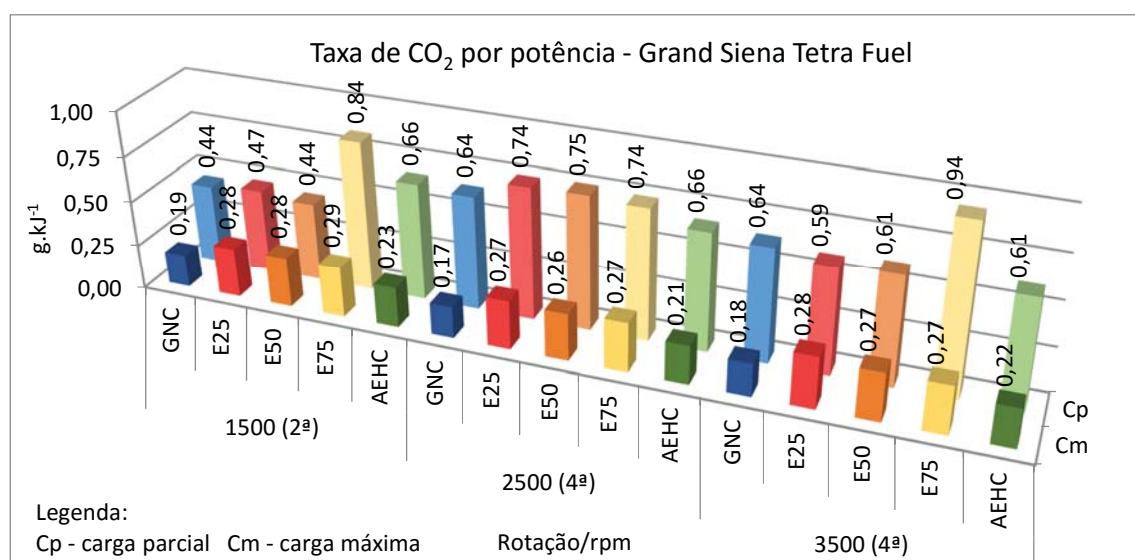


Figura 4.24 – Emissões específicas (por energia gerada) de CO₂ no MCI.

A partir da Figura 4.25, verifica-se que, embora a temperatura de combustão seja mais alta, o que reflete na temperatura dos gases exaustos, conforme Figura 4.23, favorecendo a formações de NO_x, misturas menos pobres queimam mais rapidamente, restringindo a formação de NO_x, que precisa de maior tempo de permanência no cilindro de combustão e disponibilidade de O₂ para sua formação. Em carga parcial o ajuste do excesso de ar muda e a mistura fica levemente pobre, quando os valores de NO_x para o uso do GNC sofrem leve aumento.

A Figura 4.26, para operação do MCI em carga parcial, indica o perceptível aumento do NO_x com o aumento da rotação, apesar de apresentar valores praticamente irrisórios se comparados à condição de operação em carga máxima (1% da ordem dos valores verificados em carga máxima), devido à redução da temperatura máxima do ciclo e também da indisponibilidade de O_2 , conforme também demonstrado na Figura 4.22. Serve para confirmar o impacto da temperatura nas emissões de NO_x , que, para carga parcial, apresenta grande variação, percebidos a partir das temperaturas dos gases exaustos, conforme Figura 4.23.

Alguns picos de emissão de NO_x verificados podem ser justificados a partir de avanços decorrentes de correções indevidas efetivadas pela *ECU* no ponto de ignição, que também produzem um aumento das emissões de NO_x , principalmente na gama estequiométrica, quando o aumento torna-se excessivo [ABDEL-RAHMAN, 1998].

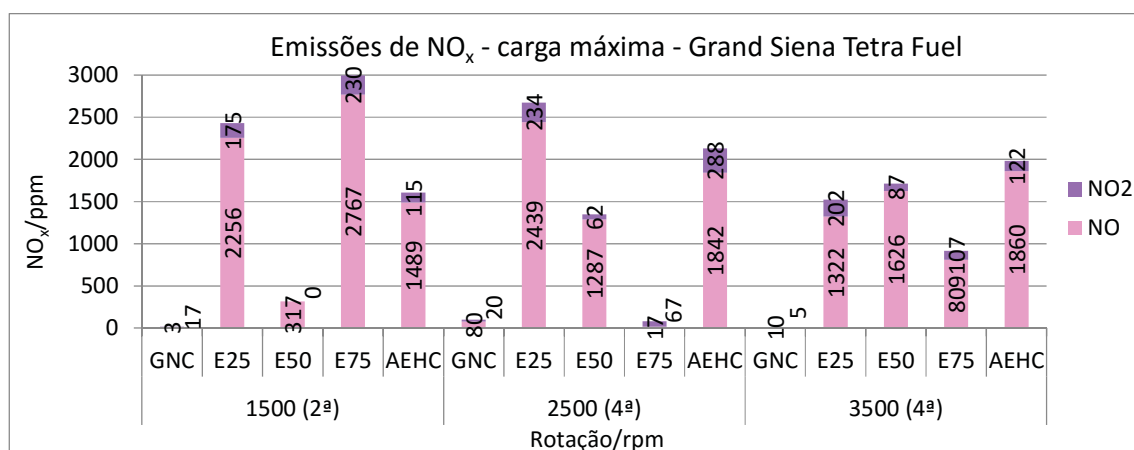


Figura 4.25 – Emissões de NO_x do Grand Siena em carga máxima.

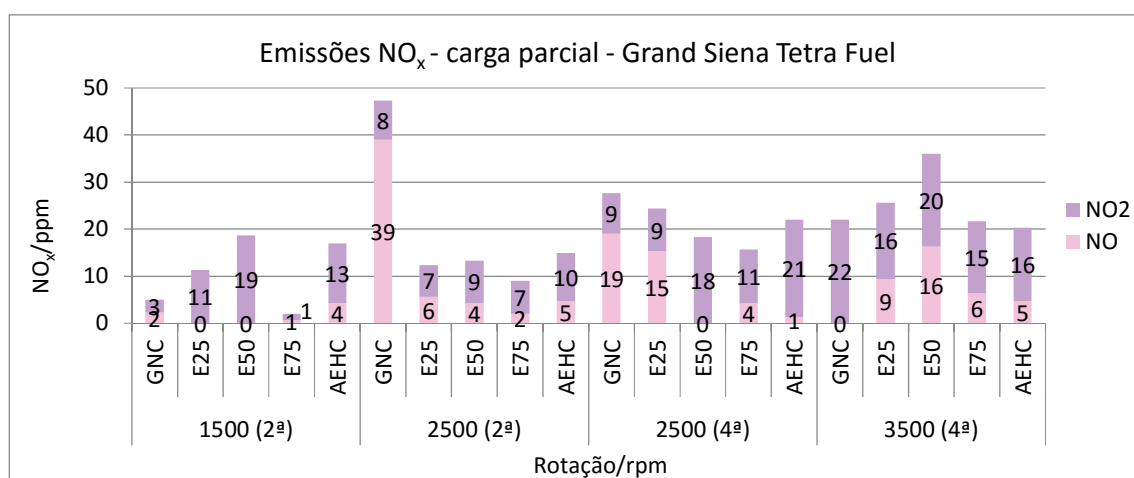


Figura 4.26 – Emissões de NO_x do Grand Siena em carga parcial.

5. Conclusões e sugestões de trabalhos futuros

As respostas do MCI do veículo estudado às diversas condições operacionais a que é submetido possibilitam avaliar o impacto de algumas propriedades dos combustíveis em seus parâmetros característicos de saída. A partir dos resultados obtidos, avalia-se a velocidade de frente de chama como uma das propriedades com maiores contribuições para o maior desempenho e para uma alta eficiência na combustão do MCI propelido a etanol, como também, por outro lado, para o baixo desempenho e para maior suscetibilidade à instabilidade operacional do MCI propelido à GNC. O calor latente de vaporização é avaliado como outra propriedade, com grande impacto no desempenho do MCI, devido à influência na eficiência volumétrica, refletindo no alto torque obtido para o uso do etanol, e no baixo torque obtido para o uso do GNC. Avalia-se o PCI e a relação ar-combustível estequiométrica (A/F_{est}) como propriedades que, conjuntamente, podem determinar o menor consumo específico para os usos do GNC e da gasolina comum. Para a gasolina comum avalia-se a densidade energética como a propriedade que confere o maior atrativo ao combustível. Considerando-se a relação H/C como fator determinante nas taxas de emissões de CO_2 dos combustíveis, reitera-se a estratégia de mitigação adotada pela Indústria Automotiva, que passa necessariamente pelo aumento da eficiência dos motores, reduzindo-se os seus tamanhos, porém mantendo seu desempenho, por meio da estratégia *downsizing engine*. Ademais, reitera-se que a alta resistência à detonação dos combustíveis alternativos é a propriedade mais relevante no panorama de desenvolvimentos futuros do MCI. Ou seja, além de mais alinhados às expectativas sociais e ambientais, relacionados à sustentabilidade e ao problema das emissões, respectivamente, os combustíveis alternativos etanol e GNC também ensejam o alinhamento necessário às expectativas técnicas.

Embora aspectos como sustentabilidade e eficiência estejam em voga, devido ao grande apelo social, o fator determinante na opção do combustível utilizado para a própria sociedade e, conseqüentemente, para a viabilidade do seu uso em escala comercial, é o econômico. Desta forma, para veículos nacionais leves dotados de MCI de ignição por centelha multicomcombustível, considerando ainda a gasolina comum como o balizador dos combustíveis utilizados, é imperante que a relação entre os consumos específicos (C_{sE25}/C_s), conforme apresentado, seja alterado em favor do etanol. Neste caso, possibilitando a alteração natural nas proporções entre os preços finais de mercado, a fim de instigar a atratividade produtiva e aumentar a oferta do combustível alternativo. No caso do GNC, apesar de o aspecto econômico já se mostrar

favorável à sua opção, incrementos necessários nos custos de aquisição e de manutenção do veículo, devido às implicações logísticas de armazenamento, requerem uma relação de proporcionalidade ainda maior em favor do combustível gasoso. Destarte, o desempenho, representado pelo torque e pela potência efetiva, tornam-se também parâmetros de análise com influência sobre sua escolha, comprometendo a sua atratividade.

A partir dos resultados obtidos, verifica-se as maiores viabilidades técnicas para o uso do GNC e do etanol, nesta ordem, para os quais o MCI estudado apresenta maiores eficiências energéticas e exergéticas, sob praticamente todas as condições operacionais a que foi submetido. Apesar de as emissões volumétricas de CO₂ para o uso do GNC e do etanol estarem no mesmo patamar dos valores obtidos para a gasolina comum, as taxas de emissões específicas (emissões por potência efetiva) evidenciam as maiores viabilidades ambientais do GNC e do etanol, nesta ordem. O consumo específico do MCI propelido a GNC é substancialmente menor do que quando propelido à gasolina comum, atestando a viabilidade econômica do combustível alternativo. Apesar de o MCI propelido a etanol possuir maior consumo específico do que quando propelido à gasolina comum, esta relação pode ser alterada por meio de adequações técnicas que permitam um melhor aproveitamento do combustível alternativo. Ou seja, apesar de o MCI utilizado ainda não dispor de suficientes características de projeto alinhadas à otimização do uso dos combustíveis alternativos, estes, ainda assim, já demonstram, ou, excepcionalmente para o aspecto econômico do etanol, ainda podem demonstrar, viabilidade técnica, econômica e ambiental.

A análise das possibilidades revisadas para otimização do uso dos combustíveis alternativos no MCI, aponta o aumento na taxa de compressão como a estratégia mais promissora para aumentar ainda mais a eficiência do MCI, quando utilizando etanol ou GNC, e a sobrealimentação como a estratégia tecnológica mais oportuna para compensar o desempenho do MCI, quando utilizando o GNC. Como o desenvolvimento e a consolidação de um MCI com taxa de compressão variável (*VCR*) permeia ainda um horizonte distante, o desenvolvimento de um MCI multicomcombustível propelido apenas a etanol e ou a GNC, com taxa de compressão majorada de 12,4 para 14,5, admitidas no uso de ambos os combustíveis alternativos, é a proposição mais viável. Esta que pode agregar ganhos elementares associados a outros oriundos de um melhor ajuste alcançado para a operação do MCI abastecido com apenas um combustível líquido, cujos impactos podem alterar as relações de proporção entre os consumos específicos em favor dos combustíveis alternativos. Já a associação do

turbocompressor a um intercooler pode suscitar o desenvolvimento de um sistema singular que possa aproveitar o efeito de refrigeração obtido a partir da expansão do GNC na válvula redutora de pressão, aumentando a eficiência volumétrica do MCI e conseqüentemente o seu desempenho, quando utilizado o combustível alternativo. As proposições indicadas alinham-se à tendência mundial *engine downsizing*, voltada à redução das dimensões dos motores, já que possibilitam motores menores para a mesma potência de saída. Não obstante, conclui-se que os parâmetros característicos do MCI dependem mais da adequabilidade da máquina térmica aos combustíveis utilizados do que propriamente das propriedades dos combustíveis. Ou seja, a consolidação da expansão do uso dos combustíveis alternativos passa necessariamente pelo alinhamento das características do MCI de veículos multicomcombustíveis utilizados no Brasil às respectivas propriedades desses combustíveis.

Alterações nas relações de proporções entre os preços finais de mercado, motivados por melhorias nos parâmetros de saída do MCI quando propelidos à combustíveis alternativos, podem fomentar um aumento da oferta de etanol e também do GNC. Este último que ainda carece de investimentos na vascularização de sua distribuição, além de incentivos à produção e ao desenvolvimento do mercado para aproveitamento do biogás, que poderá substituí-lo naturalmente, já como combustível renovável. Ou seja, uma alteração da matriz energética nacional dos combustíveis utilizados para traslado passa também pelo desenvolvimento de motores de combustão interna que privilegiem o uso destes combustíveis.

Apesar da aparente reprodutibilidade das observações elencadas, não é possível tecer conclusões fundamentais acerca dos prováveis ganhos a partir de experimentos aplicados isoladamente, devido a influência combinada de um grande número de fatores, alguns dos quais conhecidos, enquanto outros nem tanto. Contudo, os resultados auferidos no trabalho já possibilitam a proposição de um estudo comparativo posterior, que possa avaliar os ganhos relativos de um MCI multicomcombustível propelido apenas a etanol e ou a GNC. Utilizando-se de um veículo similar, porém preparado, podem ser avaliados diversas implementações sugeridas, como taxa de compressão majorada e ou aplicação de sobrealimentação, além de outros desenvolvimentos elencados. Os resultados auferidos podem ser comparados com os resultados já apresentados neste trabalho para o único veículo multicomcombustível de fabricação nacional produzido em série. Destarte, projetar as resultantes de ganhos de eficiências, desempenho e emissões ensejados pela sobreposição dos efeitos da aplicação das melhorias consolidadas e em desenvolvimento, ou ainda devidos a cada implementação em separado.

Referências bibliográficas

ABDEL-RAHMAN, A. A. **The emissions from internal-combustion engines: a review.** International Journal of Energy Research. 1998.

ABEDIN, M.J. et al. **Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels.** Renewable and Sustainable Energy Reviews 26: 20–33. 2013.

AJAV, E., SINGH, B., BHATTACHARYA, T. **Thermal balance of a single cylinder diesel engine operating on alternative fuels.** Energy conversion and management 41: 1533–41. 2000.

ALAGUMALAI, A. **Internal combustion engines: Progress and prospects.** Renewable and Sustainable Energy Reviews 38: 561–571. 2014.

ALMEIDA, A. G. S., SANTOS, A. B., TORRES, E. A. **Exergetic Analysis of an air conditioning system by absorption for transport vehicles.** In IMECE – ASME, International Mechanical Engineering Congress & Exposition. Houston. 2012.

ANFAVEA. **Anuário Estatístico da Indústria Automobilística Brasileira 2006.** Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores, Brasil. 2006.

ANP, **PCI combustíveis.** www.anp.gov.br/?dw=60993. Acesso em 22/01/15.

ANP, **Preço médio dos combustíveis no município de Salvador/BA.** http://www.anp.gov.br/preco/prc/Resumo_Por_Estado_Municipio.asp. Acesso em 22/01/15.

ANTON PAAR. **Manual DMA 5000.** 2010

ASHRAE. **ASHRAE Psychrometric chart nº1.** American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers. 1988

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 6601: Análise dos gases de escapamento de veículos rodoviários automotores leves à gasolina.** ISO 2002.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 7024: Veículos rodoviários automotores leves – Medição de consumo de combustíveis.** ISO 2010.

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

BAPTISTA, PEDRO G.D. **Freio dinâmico para ensaio de pequenos ensaios de veículos de tração elétrica.** Dissertação de mestrado FEUP, 2010.

BASTIN, C., SZKLO, A., ROSA, L. P. **Diffusion of new automotive Technologies for improving energy efficiency in Brazil's light vehicle fleet.** Energy Policy 38: 3586–3597. 2010.

BBC Brasil, **Quatro fatores para entender a crise do etanol.** http://www.bbc.co.uk/portuguese/noticias/2013/05/130424_etanol_mdb, acesso em 09/05/2013.

BELLS, C. **Maximum Boost: designing, testing, and installing turbocharger systems.** Edt. Robert Bentley, Inc, 1ª Ed. 1997.

BERGTHORSON, J. M., THOMSON, M. J. **A review of the combustion and emissions properties of advanced transportation biofuels and their impact on existing and future engines.** Renewable and Sustainable Energy Reviews 42: 1393–1417. 2015.

BNDS, CGEE. **Bioetanol de cana-de-açúcar: energia para o desenvolvimento sustentável.** Banco Nacional para o Desenvolvimento – BNDES e Centro de Gestão e Estudos Estratégicos – CGEE. Rio de Janeiro. 2008.

BORBA, B.S.M.C **Metodologia de Regionalização do Mercado de Combustíveis Automotivos no Brasil.** Dissertação para obtenção de título de Mestre em Ciências e Planejamento Energético. Universidade do Rio de Janeiro - URJ. 2008

BOSCH. **Manual do fabricante FLA-203**. 2002.

BOX, G. E. P.; HUNTER, W. G.; HUNTER, J. S. **Statistics for experimenters**. New York: John Willey. 1978.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna v. 2**. Ed. Blucher. São Paulo/SP. 2012.

CAMPIGLIA, R. B. **Estudo da influência da geometria da tubulação a montante da válvula de aceleração no desempenho do sistema de admissão de ar de um motor de combustão interna de ignição por faísca**. Dissertação de mestrado. USP, São Paulo/SP, 2007.

CARVALHO, M.A.S. **Avaliação de um motor de combustão interna ciclo Otto utilizando diferentes tipos de combustíveis**. Dissertação de Mestrado. PEI - UFBA, 2011.

CATON, J. A. **Implications of Fuel Selection for an SI Engine: Results from the First and Second Laws of Thermodynamics**. Fuel 2010, 89 (11), 3157–3166.

CAVALCANTE, T. C. C. et al. **Thermodynamic modeling of compression, combustion and expansion processes of gasoline, ethanol and natural gas with experimental validation on a flexible fuel engine**. SAE World Congress, 2007-24-0035. 2007.

CHO, H. M., HE, BQ. **Spark ignition natural gas engines - A review**. Energy Conversion and Management 48: 608–618. 2007.

CNT. **Pesquisa Rodoviária - Relatório Gerencial Brasil 2006**. Confederação Nacional dos Transportes - CNT. 2006.

COSTA, R. C., SODRÉ, J. R. **Compression ratio effects on an ethanol/gasoline fuelled engine performance**. Applied Thermal Engineering 31: 278-283. 2011.

DUNBAR, W.R., LIOR, N. **Sources of combustion irreversibility**. Combust Sci Technol 103:41–61. 1994.

DURGUN, O., SAHIN, Z. **Theoretical investigation of heat balance in direct injection (DI) diesel engines for neat diesel fuel and gasoline fumigation.** Energy Conversion and Management 50: 43–51. 2009.

ECEN. **O setor de transporte.** Economia&Energia n° 30. 2002. Disponível em: http://ecen.com/eee30/s_trnsp9.htm. Acesso em: 28 de maio 2014.

ELFASAKHANY, A. **Experimental study on emissions and performance of an internal combustion engine fueled with gasoline and gasoline/n-butanol blends.** Energy Conversion and Management. 2014.

EPE. **Balanco Energético Nacional 2012.** Empresa de Pesquisas Energéticas – EPE/Ministério das Minas e Energia - MME. 2012.

FENG, R. et al. **Experimental study on SI engine fuelled with butanol-gasoline blend and H₂O addition.** Energy Convers. Manag. 74: 192-200. 2013.

FIAT GROUP, **Apostila Siena Tetra Fuel - Módulo Diagnóstico.** ISVOR Fiat, Centro Tecnológico Automotivo – CTA. 2006.

FIAT GROUP. **Manual Grand Siena Tetra Fuel.** 2013

FIAT GROUP. Pressão de alimentação de combustível. Disponível em: <https://www.reparadorfiat.com.br/Pagina/712/medi--231---227-o-da-resist--234-ncia-no-conector-da-eletrobomba.aspx>. Acesso em 24/10/14.

FU, J. et al. **Energy and exergy analysis on gasoline engine based on mapping characteristics experimete.** Applied Energy 102: 622–630. 2013.

GALLO, W.L.R. **Análise Exergética de Motores à Gasolina e à Álcool.** Defesa de tese (Doutorado em Engenharia Mecânica). Campinas: Departamento de Energia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade de Campinas.1990.

GALLONI, E. **Analysis About Parameters That Affect Cyclic Variation In a Spark Ignition Engine.** Applied Thermal Engineering. 2009.

GHAREHGHANI et al. **Experimental investigation of thermal balance of a turbocharged SI engine operating on natural gas.** Applied Thermal Engineering. 2013.

GHAREHGHANI, A., HOSSEINI, R., MIRSALEM, M., YUSAF, T. F. **A comparative study on the first and second law analysis and performance characteristics of a spark ignition engine using either natural gas or gasoline.** Fuel. 2015.

GHAZAL, O. H. **A Theoretical Study of the SI Engine Performance Operating with Different Fuels.** International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering Vol. 7, N° 12. 2013.

GOMEZ, J.M.A, Luiz F.L. LEGEY. **An analysis of the impact of Flex-Fuel vehicles on fuel consumption in Brazil, applying Cointegration and the Kalman Filter.** Energy, 2015.

HASSAN, M. H. et al. **Experimental Test of a New Compressed Natural Gas Direct Injection Engine.** Energy&Fuels. 2009.

HEYWOOD, J.B. **Internal Combustion Engine Fundamentals.** MC Graw Hill International. 1988.

IBP. **Estatística de veículos à GNV.** Instituto Brasileiro de Petróleo, Gás e Biocombustíveis. Brasil. 2007.

IBRAHIM, A., BARI, S. **Effect of Varying Compression Ratio on a Natural Gas SI Engine Performance in the Presence of EGR.** Energy Fuels 23: 4949–4956. 2009.

IEA. **World Energy Outlook 2006b.** International Energy Agency - IEA. França. 2006.

IKA WORKS. **Manual C-2000 ref. 88018-90.** 2010.

ILIEV, S. **A Comparison of Ethanol and Methanol Blending with Gasoline Using a 1-D Engine Model.** 25th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation. 2014.

INMETRO. **Guia para a expressão da incerteza da medição – GUM**. Terceira edição brasileira, ISO 1995.

IPCC. **Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories, vol. 2 – Energy**. Intergovernmental Panel on Climate Change. França. 2006.

JURUMENHA, D. S., **Modelagem da descarga de gás natural adsorvido utilizando a técnica das equações integrais acopladas**. Dissertação para obtenção de título de Mestre. PGMEC/Universidade Federal Fluminense – UFF. 2011.

KALGHATGI, G.T. **Developments in internal combustion engines and implications for combustion science and future transport fuels**. Proceedings of the Combustion Institute 35: 101–115. 2015.

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

KOTAS, T. **The exergy method of thermal plant analysis**. 2ed. Malabar, Florida: Krieger Publishing Company, 1985.

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 46: 3202–3220. 2005.

LIU, J.P et al. **Comparison and analysis of engine exhaust gas energy recovery potential through various bottom cycles**. Applied Thermal Engineering 50: 1219-1234. 2013.

LUTSEY, N. **A technical analysis of model year 2011 US automobile efficiency**. Transportation Research Part D. 2012.

MA, F. et al. **Effect of compression ratio and spark timing on the power performance and combustion characteristics of an HCNG engine**. International Journal of Hydrogen energy 37. 2012.

MACHADO, G. B. **Utilização de Gás Natural em Motores e Cenário do Uso no Brasil.** Universidade Petrobras – CEMPES. 2007.

MARRIOT, C. D., WILES, M. A.; GWIDT, J. M., PARRISH, S. E. **Development of a Naturally Aspirated Spark Ignition Direct-Injection Flex-Fuel Engine.** SAE Int. J. Engines 2008, 1 (1), 267–295.

MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna.** 5ed. Publindústria, Edições Técnicas. 2006.

MARTINS, J., RIBEIRO, J.J.G. **Thermodynamic Analysis of Spark Ignition Engines Using the Entropy Generation Minimisation Method.** Int. J. Exergy, Vol. 6, Nº 1. 2009.

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

MASUM, B.M. et al. **Effect of ethanol–gasoline blend on NO_x emission in SI engine.** Renewable and Sustainable Energy Reviews 24: 209–222. 2013.

MELLO, P. et al. **Evaluation of the maximum horsepower of vehicles converted for use with natural gas fuel.** Fuel 85. 2006.

MMA. **Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA.** Ministério do Meio Ambiente. <http://www.mma.gov.br/port/conama/>, acesso em 15/03/2015.

MORAN, M., et.al. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics.** 5^a ed. John Wiley and Sons, 2006.

MURTA, M. H. N. **Simulação do ciclo padrão de emissões U.S. FTP-75 (NBR-6601) em dinamômetro de bancada.** Dissertação de mestrado PUC (MG). Belo Horizonte/MG. 2008.

NAKANO, D. G. **Estudo sobre instalação de um turbocompressor em um automóvel nacional.** Dissertação para obtenção de título de Mestre Profissional em Engenharia Automotiva. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo – USP. 2007.

NI, J.Q. et al. **Biogas: exploitation of a renewable energy in Latin America**. Great Britain. 1992.

OWEN, K., COLEY, T. **Automotive Fuels Reference Book**. 2nd ed. SAE, 1995.

ÖZCAN H., SÖYLEMEZ, M. **Thermal balance of a LPG fuelled, four stroke SI engine with water addition**. Energy conversion and management 47: 570–81. 2006.

PATIL, K. R., et al. **Development of HCNG blended fuel engine with control of NO_x emissions**. Second International Conference on Emerging Trends in Engineering and Technology. Nagpur, Maharashtra, India. 2008.

PATTERSON, D. J., HENEIN, N.A. **Emission from combustion engines and their control**. Ann Arbor. Ann Arbor Science Publishers, 1972.

POURKHESALIAN, A. M. et al. **Alternative fuel and gasoline in an SI engine: A comparative study of performance and emissions characteristics**. Fuel. 2009.

RAKOPOULOS, C.D., GIAKOUMIS, E.G. **Second-law analyses applied to internal combustion engines operation**. Progress in Energy and Combustion Science 32: 2–47. 2006.

ROBERTS, M. **Benefits and Challenges of Variable Compression Ratio (VCR)**. Society of Automotive Engineers. 2002.

SALBER, W., WOLTERS, P., ESCH, T., GEIGER, J., DILTHEY, J. **Synergies of variable valve actuating and direct injection**. Society of Automotive Engineers, paper n° 2002-01-0706, 2002.

SANTANA, E. L. P., SILVA, J.A.M., TORRES, E.A. **Estudo comparativo para automóveis de passeio multicomcombustíveis**. VIII Congreso Latinoamericano de Ingeniería Mecánica. 2014.

SCHAFFER, A. e VICTOR, D. **The future mobility of the world population**. Energy Policy 34: 171 – 205. 2000.

SCHIFTER, I., DIAZ, L., GÓMEZ, J.P., GONZALEZ, U. **Combustion characterization in a single cylinder engine with mid-level hydrated ethanol-gasoline blended fuels.** Fuel 103: 292-298. 2013.

SEZER, I., BILGIN, A. **Effects of charge properties on exergy balance in spark ignition engines.** Fuel 112: 523–530. 2013.

SILVA, A. M. **Simulação e análise do intercooler em motores Otto.** Escola Politécnica da Universidade de São Paulo - USP. 2008.

SINDIPEÇAS, ABIPEÇAS. **Levantamento da frota circulante brasileira.** Sindicato Nacional da Indústria de Componentes para Veículos Automotores - Sindipeças e Associação Brasileira da Indústria de Autopeças - Abipeças. 2011.

SOBIESIAK, A., ZHAN, S. **The first and second law analysis of spark ignition engine fuelled with compressed natural gas.** SAE paper no. 2003-01-3091. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers Inc. 2003.

SOTO F.P. **Apresentação de emissões.** Seminário SAE, 2006.

SRIVASTAVA, N., HAQUE, I. **A review on belt and chain continuously variable transmissions (CVT): Dynamics and control.** Mechanism and Machine Theory. 2008.

SROKA, Z.J., DZIEDZIOCH, D. **Mechanical load of piston applied in downsized engine.** Archives of civil e mechanical engineering 15: 663-667. 2015.

SZKLO, A., SCHAEFFER, R., DELGADO, F. **Can one say ethanol is a real threat to gasoline?** Energy Policy 35: 5411–5421. 2007.

SZYBIST, J. P., CHAKRAVATHY, K., DAW, C. S. **Analysis of the Impact of Selected Fuel Thermochemical Properties on Internal Combustion Engine Efficiency.** Energy&Fuels, 2012.

SZARGUT, J. **Exergy and Ecology**. Second Law Analysis of Energy System Towards the 21-St Century p.11-20, 1995.

TAO, D. D. J., et.al. **Waster Heat Managment For Improved Passenger Compartment Heating**. SAE paper 885029, 1988.

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

TAYLOR, C. F. **Análise de motores de combustão interna**. Vol 1, 2ªed. Editora Edgard Blücher. 1988.

TAYMAZ, I. **An experimental study of energy balance in low heat rejection diesel engine**. Energy 31: 364–71. 2006.

TSATSARONIS, G. **Understanding the thermodynamic inefficiencies in combustion processes**. Energy 62: 3-11. 2013.

TÜRKÖZ, N. et al. **Experimental investigation of the effect of E85 on engine performance and emissions under various ignition timings**. Fuel 115. 2014.

VAN WYLEN, G. J., et al. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**”, Ed. Edgar Blücher, 5ª Ed. 1995.

VIEIRA, P.L. et al. **Gás natural: benefícios ambientais no Estado da Bahia**. Solisluna Design e Editora, 2005.

VILANOVA, L. C. **Efeitos da adição de etanol hidratado no combustível e do sistema de formação da mistura no desempenho e nas emissões de um motor bicomcombustível brasileiro**. Tese para obtenção de título de doutor em engenharia. UFRS. 2007.

VLASSOV, D. **Fundamentos da combustão**. Programa Brasileiro de Formação em Motores e Combustíveis. Paraná/PR, 2008.

WALLINGTON, T.J., et al. **Automotive Fuels and Internal Combustion Engines: A Chemical Perspective**. 2006.

WANG, Z. et al. **Comparative study on alcohols-gasoline and gasoline-alcohols dual-fuel spark ignition (DFSI) combustion for high load extension and high fuel efficiency**. *Energy*. 2015.

WESTBROOK, C. K. **Biofuels Combustion**. *Annual Review Physical Chemistry* 64: 19–201. 2013.

WYSZYNSKI, L. P.; STONE, R.; KALGHATG, G.T. **The volumetric efficiency of direct and port injection gasoline engines with different fuels**. *World Congress & Exhibition Technical Papers*. Detroit. University of Oxford and Shell Global Solution. 2002.

YILDIRIM, D., OZGENER, L. **Thermodynamics and exergoeconomic analysis of geothermal power plants**. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16: 6438–54. 2012.

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

YÜKSEL, F., CEVIZ, M. **Thermal balance of a four stroke SI engine operating on hydrogen as a supplementary fuel**. *Energy* 28: 1069–80. 2003.

ZUCCHI, E. **Aproveitamento da energia térmica dos gases do sistema de exaustão**. Monografia para obtenção de título de especialista. São Caetano do Sul: Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, 2012.

Apêndice – Fundamentos de MCI

Motores de combustão interna são máquinas térmicas das mais utilizadas para locomoção de veículos comerciais leves. Simplificações mecânicas, como ausência de trocadores de calor no circuito de trabalho, temperaturas médias de trabalho bem abaixo das máximas temperaturas cíclicas, e, principalmente, menor razão entre peso ou volume e potência máxima, são algumas das características que conferem vantagens fundamentais à sua adoção [TAYLOR, 1988]. Particularmente, o MCI objeto de estudo pode ser classificado principalmente como volumétrico e alternativo, com ciclo de operação de 4 tempos, multicomcombustível, de ignição comandada por bateria e injeção indireta na admissão, posição das válvulas no cabeçote, carregamento aspirado, arrefecimento a água e com geometria dos cilindros em linha [MARTINS, 2006]. Para um adequado estudo da interação entre as características dos motores de combustão interna e as propriedades dos combustíveis utilizados convém avaliar parâmetros de análise específicos, que representem de forma efetiva grandezas de saída relevantes sob considerações técnicas e socioeconômicas atuais, como eficiência, desempenho e emissões.

Parâmetros de funcionamento de MCI

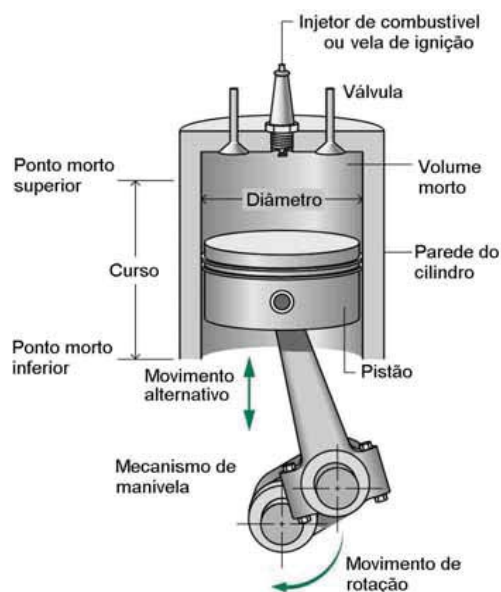


Figura A.1 - Motor de combustão interna. Fonte: MORAN, 2006.

O MCI utiliza a pressão oriunda da combustão de mistura ar-combustível dentro do cilindro para impulsionar o pistão e, por meio de sistema biela-manivela, converter o movimento alternativo daquele em movimento de rotação do veio motor, conforme Figura A1.

Taxa de compressão e pressão média efetiva

Denomina-se ponto morto superior (PMS) o ponto mais alto atingido pelo pistão, onde o volume do cilindro é o mínimo, conhecido como volume morto [MORAN, 2006], ou também como câmara de combustão [MARTINS, 2006]. O ponto morto inferior (PMI), é o ponto mais baixo atingido pelo pistão, onde o volume é máximo. A distância percorrida pelo pistão entre os dois pontos mortos designa-se curso. O volume varrido pelo pistão (V_v), resultante do produto entre o curso e a área definida pelo diâmetro do cilindro, denomina-se cilindrada, parâmetro associado a capacidade do motor. A relação entre o curso e o diâmetro do cilindro é um importante parâmetro de caracterização do MCI, que para uma dada cilindrada indica a relação entre a velocidade linear do pistão e a velocidade angular no eixo de saída, além também de impactar no processo de combustão e em perdas de compressão. A razão entre o volume máximo, definido pelo PMI, e o volume mínimo, da câmara de combustão (V_{cc}), definido pelo PMS, denomina-se taxa de compressão (TC), conforme equação A.1.

$$TC = \frac{V_v + V_{cc}}{V_{cc}} \quad (A.1)$$

A taxa de compressão é um parâmetro associado à eficiência do MCI. A pressão dos gases no final da compressão é superior à calculada somente pelo quociente geométrico dos volumes, pois além do aumento de pressão resultante da redução de volume, há também um aumento adicional de pressão, motivado pelo aumento de temperatura, caracterizando uma compressão politrópica [MARTINS, 2006].

Outro parâmetro relevante para a caracterização de um motor é a pressão média efetiva (pme), associada ao desempenho dos MCI. Pode ser definida como a pressão constante teórica que, se atuasse no pistão durante o curso de potência, produziria o mesmo trabalho líquido que o realmente produzido em um ciclo [MORAN, 2006]. A máxima pressão média efetiva de um projeto de MCI deve ser essencialmente constante para vários tamanhos de motores

[HEYWOOD, 1988]. A cilindrada do MCI para prover um dado valor de torque ou potência em uma determinada rotação pode ser determinada ou estimada a partir do valor da *pme*.

Relação ar-combustível, excesso de ar e eficiência volumétrica

Considerando o processo de combustão que ocorre dentro do cilindro, há uma determinada quantidade de combustível (\dot{m}_f), para uma dada quantidade de ar admitida (\dot{m}_{ar}), que promoverá teoricamente, conforme reação química de oxidação do combustível, uma combustão completa, definindo uma mistura estequiométrica. A relação entre estas duas quantidades é designada como relação ar-combustível (A/F), conforme equação A.2.

$$A/F = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_f} \quad (\text{A.2})$$

A relação entre uma proporção A/F , quando comparada à proporção estequiométrica ($(A/F)_{est}$) determina o excesso de ar (λ) da mistura respectiva, conforme equação A.3.

$$\lambda = \frac{A/F}{(A/F)_{est}} \quad (\text{A.3})$$

Quando o valor de λ é maior que 1, diz-se que a mistura é pobre, quando é menor que 1, diz-se que a mistura é rica. Os motores de combustão interna que operam segundo o ciclo Otto, podem trabalhar com misturas levemente pobres, de forma que, na prática, o excesso de ar provoque uma combustão completa do combustível, promovendo o mínimo de consumo de combustível, caracterizando uma mistura econômica. Quando o interesse reside em obter maior potência, utiliza-se uma mistura levemente rica, de forma que o excesso de combustível provoque a combustão completa e adequada da quantidade de ar que o motor pode admitir, caracterizando uma mistura de máxima potência. Os limites pobres e ricos de mistura delimitam as proporções A/F a partir dos quais se deflagra a instabilidade operacional dos motores [BRUNETTI, 2012].

Em um MCI ciclo Otto de ignição comandada convencional, o controle de variação de carga ou rotação é realizado a partir do acionamento do pedal do acelerador, que atua sobre a

borboleta de admissão de ar, controlando sua vazão [BRUNETTI, 2012]. A dosagem de combustível é realizada proporcionalmente, considerando a quantidade de ar admitida.

A quantidade de ar admitida, não depende apenas do tamanho do cilindro. A eficiência volumétrica (e_v) é definida como o quociente entre a massa de mistura fresca que entra no cilindro em um curso de aspiração e a massa dessa mistura que encheria o volume correspondente ao deslocamento do pistão (V_v) [TAYLOR, 1988], de acordo com a equação A.4 [MARTINS, 2006].

$$e_v = \frac{\dot{m}_{ar} \times TM}{2 \times \rho \times V_v \times N} \quad (\text{A.4})$$

Sendo TM o número de tempos do ciclo motor e N a velocidade de rotação por segundo.

Sendo o volume varrido (V_v) do MCI fixo, a quantidade de ar admitida estaria limitada para cada ciclo, que para um motor quatro tempos, objeto de estudo, corresponde a duas revoluções da manivela. Entretanto a eficiência volumétrica é variável e 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.

Condições específicas de funcionamento do motor afetam a eficiência volumétrica como, por exemplo: variação do tempo de abertura da válvula, volume deslocado pelo cilindro (cilindrada), efeitos de inércia do gás, velocidade de propagação de ondas de pressão nos sistemas de admissão e escape e pressão atmosférica local [CAMPIGLIA, 2007].

Ponto de avanço ou ângulo de ignição

O ponto de avanço de ignição é o momento no qual é deflagrada a centelha para início da combustão no MCI ciclo Otto. A otimização da pressão média de combustão (p_{me}) é obtida por meio da variação do ponto de avanço de ignição do motor em relação ao ângulo de giro do eixo virabrequim, quando então um “ponto ótimo” de torque do motor, *MBT* (do inglês: *Minimum Advance for Best Torque*) é alcançado [MARTINS, 2006]. A partir do *MBT* podem ocorrer detonações na câmara de combustão. Além disso, um adiantamento excessivo do ponto de

avanço de ignição implica num trabalho necessário no tempo de compressão maior, resultando na diminuição da eficiência do MCI. Nos motores de ignição por centelha o “mapeamento” do avanço de ignição é estabelecido de acordo com a rotação e carga do motor. Altas rotações e também baixas cargas tendem a aumentar o avanço do ponto de ignição.

Fundamentos dos parâmetros de análise de MCI

Torque e potência efetiva

A especificação de um MCI é dada geralmente a partir dos valores de torque e potência máximos [MARTINS, 2006]. Estes são seus principais parâmetros de desempenho. Torque (T), binário, conjugado, ou momento de alavanca é definido a partir da componente perpendicular ao eixo de rotação da força aplicada sobre um corpo, que é efetivamente utilizada para fazê-lo girar em torno de um eixo ou ponto central. Em um MCI pode ser considerado como o esforço de giro no virabrequim [TAYLOR, 1988]. O produto entre o torque e a velocidade de rotação (N), é a potência efetiva (\dot{W}_e) ou potência útil do MCI, equação A.5.

$$\dot{W}_e = \frac{T \times N}{\theta} \quad (\text{A.5})$$

Sendo $\theta = 1/2\pi$.

Também definido como trabalho efetuado por unidade de V_v do motor, parâmetro importante na comparação entre motores, podemos equacionar a pme em função da potência efetiva, para um MCI de 4 tempos, conforme equação A.6 [MARTINS, 2006].

$$pme = \frac{\dot{W}_e \times TM}{2 \times V_v \times N} \quad (\text{A.6})$$

Consumo específico de combustível

A medida de consumo de combustível por si só não indica muito, considerando máquinas de diferentes capacidades e arquiteturas, além de diferentes condições operacionais do motor,

mas a razão entre a vazão mássica de combustível (\dot{m}_f) e o trabalho de saída associado a este consumo pode indicar muito acerca da eficiência de interação entre o motor e o respectivo combustível, além do próprio comportamento do motor em diferentes regimes de funcionamento. O consumo específico (C_s) é a medida que representa o quanto de eficiência apresenta um motor, considerando-se o combustível utilizado, conforme equação A.7 [HEYWOOD, 1988]. Outra funcionalidade do C_s é, em conjunto com o volume do tanque de combustível, indicar a autonomia do veículo.

$$C_s = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_e} \quad (\text{A.7})$$

Eficiência térmica

Diversos parâmetros podem ser definidos para a avaliação de processos reais de combustão e estes dependem da sua natureza e do sistema a ser considerado. Uma máquina térmica que envolva a queima de um combustível, com uma determinada entalpia de combustão, definida para esta análise como o poder calorífico inferior (PCI) não consegue converter integralmente a energia do combustível teoricamente disponível em calor. O calor efetivamente liberado, ou calor da combustão (Q_c), é menor, em função de fatores como combustão incompleta e dissociação térmica [VAN WYLEN, 1995]. Da relação entre o calor fornecido pela combustão e o PCI do combustível, obtém-se a eficiência de combustão (η_c), conforme equação A.8 [MARTINS, 2006].

$$\eta_c = \frac{Q_c}{\dot{m}_f \times PCI} \quad (\text{A.8})$$

Considerando ainda que parte do calor liberado é perdido por transferência de calor para as paredes das câmaras de combustão e paredes dos cilindros, o calor realmente aproveitado (Q_a) para realizar trabalho é ainda menor [MARTINS, 2006].

Como o objetivo de um MCI é realizar trabalho, a maneira lógica para avaliar o seu rendimento é comparar o trabalho real executado com o trabalho reversível que seria realizado. Esta seria a eficiência definida pela Segunda Lei da Termodinâmica, sem considerar as perdas mecânicas do motor. Pode também ser definida como rendimento teórico (η_i), razão entre o

trabalho teórico (W_t) e o calor realmente aproveitado (Q_a), conforme equação A.9, que para um MCI ciclo Otto, está relacionado apenas com a taxa de compressão [MARTINS, 2006], conforme equação A.10, considerada para processos adiabáticos, compressíveis, isentrópicos, envolvendo misturas de gases ideais.

$$\eta_t = \frac{W_t}{Q_a} \quad (\text{A.9})$$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad (\text{A.10})$$

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (\text{A.11})$$

Sendo TC a taxa de compressão, conforme já definida e γ , definido pela equação A.11, a razão entre os calores específicos à pressão constante (c_p) e a volume constante (c_v), respectivamente, admitidos constantes.

Considerando o rendimento teórico, as Figuras A.2 e A.3 demonstram o aumento da eficiência em função do aumento da taxa de compressão, além também da projeção do potencial de melhoria da eficiência, conforme aumento da taxa.

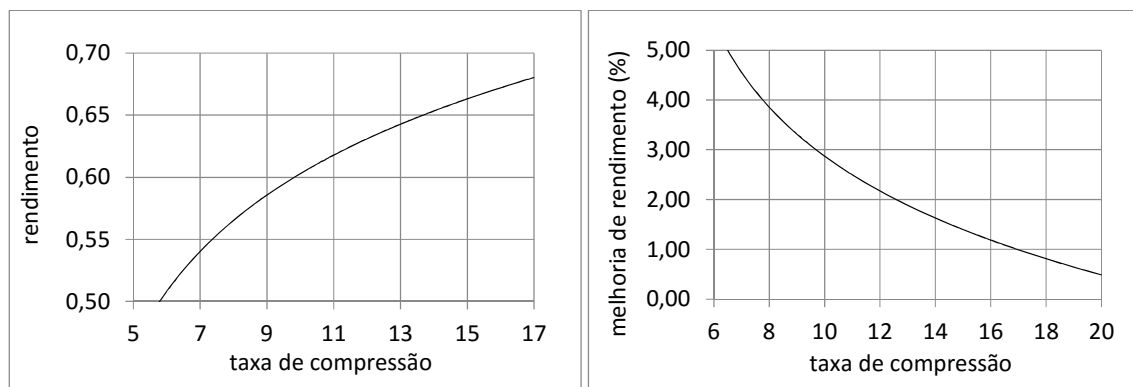


Figura A.2 - Rendimento Otto. Fonte: MARTINS, 2006. Figura A.3 - Potencial melhoria. F.: MARTINS, 2006.

Considerando ainda as diferenças existentes entre o ciclo teórico e o ciclo real (indicado), também devemos considerar a eficiência indicada (η_i) que engloba, além da eficiência de combustão (η_c), todas as demais perdas verificadas para um ciclo real, como as perdas de calor para as paredes, o resultado dos avanços e atrasos das aberturas e fechamentos das válvulas,

além também das perdas por bombeamento, particularmente importantes para MCI de ignição comandada, na qual a carga é controlada pela restrição à passagem do ar [MARTINS, 2006].

Ainda assim, para um MCI real também existem perdas resultantes dos atritos mecânicos e hidráulicos, que resultam na diferença entre o trabalho produzido no interior dos cilindros e aquele disponível no veio motor, denotando a eficiência mecânica (η_M) do MCI.

Na prática, precisamos obter o rendimento útil final do MCI, denominado eficiência térmica (η_T), que pode ser definida como a relação entre o trabalho real e o valor da entalpia de combustão do combustível [VAN WYLEN, 1995]. Este rendimento pode ser definido como a relação entre a potência efetiva (\dot{W}_e), disponível no eixo de saída e a taxa de energia de entrada do combustível, resultante do produto de sua vazão mássica (\dot{m}_f) pelo seu poder calorífico inferior (PCI), conforme equação A.12.

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_f \times PCI} \quad (\text{A.12})$$

A eficiência térmica, ou rendimento total, também pode ser expressa em função do consumo específico (C_s), conforme equação A.13.

$$\eta_T = \frac{1}{C_s \times PCI} \quad (\text{A.13})$$

Pode ainda ser considerada como a resultante dos rendimentos citados, conforme equação A.14 [MARTINS, 2006].

$$\eta_T = \eta_t \times \eta_i \times \eta_M \quad (\text{A.14})$$

Análise exergética

A análise exergética é um método que usa os princípios de conservação de massa e de energia, juntamente com a Segunda Lei da Termodinâmica, para o projeto e a análise de sistemas térmicos. É particularmente apropriado para maximizar o objetivo de um uso mais

eficiente de energia, já que ele permite a determinação de rejeitos e perdas e da destruição da capacidade de geração de trabalho em termos de sua localização, tipo e valores reais [MORAN, 2006].

Exergia pode ser entendida como a capacidade de geração de trabalho de uma determinada quantidade a energia. É razoável avaliar o custo da energia sobre a base de seu “conteúdo de exergia”, sem importar se corresponde a uma substância, um combustível ou fluxo de massa, calor ou trabalho [KOTAS, 1985]. Para análise exérgica em termos de volume de controle, considerando o balanço de exergia sob a forma de taxa em regime constante, como será analisado o MCI, utiliza-se a equação A.15 [MORAN, 2006].

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) \times \dot{Q}_j - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \times e_{fe} - \sum_s \dot{m}_s \times e_{fs} - \dot{E}_d \quad (\text{A.15})$$

Sendo:

\dot{m}_e = vazão mássica de entrada;

\dot{m}_s = vazão mássica de saída;

T_0 = temperatura ambiente de referência;

T_j = temperatura na região de contorno;

e_{fe} = exergia de fluxo específica de entrada;

e_{fs} = exergia de fluxo específica de saída;

\dot{W}_{vc} = taxa temporal de transferência de trabalho (excluso trabalho de fluxo);

\dot{Q}_j = taxa temporal de transferência de calor na região de contorno;

\dot{E}_d = taxa temporal de destruição de exergia.

A exergia pode ser dividida em: cinética, potencial, termomecânica e química [SZARGUT, 1995]. Para análise exérgica em termos do volume de controle MCI precisamos conhecer a exergia de entrada, que é a exergia química do combustível, dada pela equação A.16 [KOTAS, 1985].

$$E_f = \beta \times PCI \quad (\text{A.16})$$

Sendo β o fator que depende da constituição do combustível, a ser explorado na Metodologia.

