

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Leonardo Sonogo Hatschbach

**ANÁLISE DE EMISSÕES E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UM
VEÍCULO DE PASSAGEIROS OPERANDO COM DIFERENTES
COMBUSTÍVEIS EM PONTOS CRÍTICOS DO CICLO WLTC**

Santa Maria, RS
2021

Leonardo Sonego Hatschbach

**ANÁLISE DE EMISSÕES E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UM VEÍCULO DE
PASSAGEIROS OPERANDO COM DIFERENTES COMBUSTÍVEIS EM PONTOS
CRÍTICOS DO CICLO WLTC**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de Graduação em
Engenharia Mecânica da Universidade
Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como
requisito parcial para obtenção do grau de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Macklini Dalla Nora, PhD.

Santa Maria, RS
2021

Leonardo Sonego Hatschbach

**ANÁLISE DE EMISSÕES E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UM VEÍCULO DE
PASSAGEIROS OPERANDO COM DIFERENTES COMBUSTÍVEIS EM PONTOS
CRÍTICOS DO CICLO WLTC**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Curso de Graduação em
Engenharia Mecânica da Universidade
Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como
requisito parcial para obtenção do grau de
Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em 12 de fevereiro de 2021:

Macklini Dalla Nora, PhD. (UFSM)
(Presidente/Orientador)

Thompson Diórdinis Metzka Lanzasova, PhD. (UFSM)

Henrique Matheus Dornelles, BEng. (Renault S. A.)

Santa Maria, RS
2021

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, gostaria de agradecer à Deus, por permitir que tudo isso tenha sido possível, e a todas as pessoas que de alguma forma contribuíram para o meu desenvolvimento pessoal e profissional.

Em especial, gostaria de agradecer à minha família, por ser a base e a referência de tudo que sou. Aos meus avós, Alnido, Nelci, Valcenir e Noemi por serem referências para minha vida e por todo apoio e entusiasmo que me proporcionam no dia a dia. Aos meus padrinhos Fabrícia e Luciano, aos quais sempre me espelhei para seguir minha jornada no meio acadêmico. Aos meus tios, tias, primos e primas que estão sempre ao meu lado. E principalmente aos meus pais, Lauro e Simone, e à minha irmã Helena, por seu apoio incondicional e por serem meus exemplos de caráter e dedicação, os quais sempre levarei em minha jornada.

Também gostaria de agradecer a todos os professores que me instruíram durante o curso. Aos meus colegas do Grupo de Pesquisa em Motores, Combustíveis e Emissões da UFSM, pela dedicação, apoio e amizade durante todos esses anos. Ao professor Mario Martins pela oportunidade, orientação e pelo conhecimento que recebi durante esse período. A Thompson Lanzanova, Roberto Garlet, Joelson Bilhão, Geovane Prante, Juliano Silveira, André Aronis, Vitor Cogo e Lincoln Prado pelo suporte proporcionado a este e a demais trabalhos realizados em minha passagem pelo GPMOT. Meu agradecimento especial ao professor Macklini Dalla Nora, por me orientar em meus primeiros passos como pesquisador, dando todo aporte, atenção e paciência ao desenvolvimento desse projeto, tendo compartilhado lições que levarei para o restante da minha carreira.

Por fim meu agradecimento e admiração àqueles que dividiram comigo os momentos bons e ruins da graduação. Ao meu amigo Igor Santos, pela confiança e pelo suporte importantíssimo por todos esses anos. E à minha amiga Maria Fernanda Possebon Mazer, com a qual compartilho a autoria desse projeto, por ser sempre um exemplo de dedicação, comprometimento e otimismo. À Maria e ao Igor desejo todo o sucesso que puderem alcançar, pois são pessoas incríveis com as quais tive a honra de conviver durante os últimos 5 anos, sem eles nada disso teria sido possível.

RESUMO

ANÁLISE DE EMISSÕES E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UM VEÍCULO DE PASSAGEIROS OPERANDO COM DIFERENTES COMBUSTÍVEIS EM PONTOS CRÍTICOS DO CICLO WLTC

AUTOR: Leonardo Sonego Hatschbach
ORIENTADOR: Macklini Dalla Nora

Parâmetros de desempenho e emissões de um veículo sedan compacto com motor de ignição por centelha de 1,4 dm³ utilizando gás natural veicular (GNV), gasolina (E27), etanol comercial (E95W05) e etanol super-hidratado (E88W12) foram avaliados nos pontos mais frequentes do ciclo padrão de condução Worldwide Harmonized Light-vehicles Test Cycle (WLTC). Os pontos de operação do veículo com maior tempo de residência no WLTC foram selecionados para análises de consumo de combustível e emissões em regime estacionário de operação. Além disso, foram analisados os valores máximos de torque e potência do veículo com cada combustível. As três principais zonas de operação do WLTC identificadas nesse trabalho somaram juntas 34% do tempo total do ciclo. Os resultados indicaram uma redução significativa nas emissões de gases de efeito estufa (GEE) e no consumo específico de combustível com a utilização de GNV apesar do decréscimo de potência máxima em cerca de 10% comparado à gasolina. As misturas de etanol, comparadas à gasolina e GNV, proporcionaram maior potência e redução de óxidos de nitrogênio (NO_x). Porém, levaram a maiores emissões de monóxido de carbono (CO) e GEE, além de maior consumo específico de combustível. A operação com gasolina resultou nos menores valores de CO dentre todos os combustíveis testados, apesar dos maiores níveis de dióxido de carbono (CO₂) e NO_x. Apesar do etanol gerar baixas emissões de hidrocarbonetos totais não queimados (THC), a soma entre THC, álcoois e aldeídos expõe um alerta para esse combustível renovável. O GNV, entretanto, emitiu a menor quantidade desses poluentes. Além disso, o etanol super-hidratado apresentou melhores valores de eficiência de combustão e reduziu emissões de CO em altas cargas, comparado ao etanol comercial.

Palavras-chave: Desempenho veicular. Combustíveis alternativos. Emissões. Eficiência energética. Ciclos de condução.

ABSTRACT

EMISSIONS AND FUEL EFFICIENCY ASSESSMENT FROM A PASSENGER VEHICLE OPERATING ON SEVERAL FUELS AT THE WLTC KEY POINTS

AUTHOR: Leonardo Sonego Hatschbach
ADVISOR: Macklini Dalla Nora

Performance and emissions of a compact sedan vehicle powered by a 1.4 dm³ spark ignition engine fueled with compressed natural gas (CNG), Brazilian gasoline (E27), commercial ethanol 95% v/v (E95W05) and wet ethanol 88% v/v (E88W12) were evaluated throughout the key points of the Worldwide Harmonized Light-vehicles Test Cycle (WLTC). The vehicle operating points with longest residence time on the WLTC were selected to fuel consumption and emissions evaluation at steady state conditions. In addition, different fuels performance was assessed through maximum vehicle power and torque tests. The three main operating zones of the WLTC reported in this work accounted altogether for about 34% of the time spent on the entire cycle. The results indicated a significant reduction on greenhouse gas (GHG) emissions and specific fuel consumption for operation with CNG, despite the decrease on maximum wheel power of about 10% compared to gasoline. The ethanol blends provided higher maximum wheel power and reduced emissions of nitrogen oxides (NO_x), but increased specific fuel consumption, carbon monoxide (CO) and GHG emissions in comparison to CNG and gasoline. The operation with gasoline resulted in the minimum CO emissions for all fuels tested despite the highest values of carbon dioxide (CO₂) and increased NO_x. Even though ethanol produced little total unburned hydrocarbons (THC), the overall sum of THC, alcohols and aldehydes emissions raised an alert for this renewable fuel, whereas CNG emitted the least amount of such pollutants. Furthermore, wet ethanol provided increased combustion efficiency and reduced CO at high loads in comparison to Brazilian commercial ethanol.

Keywords: Light-duty vehicles performance. Alternative fuels. Emissions. Fuel efficiency. Driving cycles.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Diagrama ternário de Gibbs para análise de separação de fases entre etanol, água e gasolina.	27
Figura 2 – Curva de velocidades alvo e curva de velocidades resultantes do ciclo WLTC-3B.....	30
Figura 3 – <i>Setup</i> experimental	28

ARTIGO

Fig. 1 - WLTC-3B target and resultant speed.....	41
Fig. 2 - Experimental setup.....	42
Fig. 3 - WLTC scatter map of vehicle operation.	43
Fig. 4 - Histogram 3D with the five vehicle operations points with longest time occurrence in the vehicle operation map during the WLTC cycle.	43
Fig. 5 - Fuel consumption and sfc versus wheel speed and power with different fuels.	44
Fig. 6 - Fuel conversion efficiency versus wheel speed and power with different fuels.	45
Fig. 7 - Engine volumetric efficiency and intake temperature versus wheel speed and power with different fuels.	45
Fig. 8 - Engine combustion efficiency versus wheel speed and power with different fuels.	46
Fig. 9 - Exhaust temperature versus wheel speed and power with different fuels.	47
Fig. 10 - THC, alcohols and aldehydes exhaust emissions versus wheel speed and power with different fuels.	47
Fig. 11 - NO _x exhaust emissions versus wheel speed and power with different fuels.	48
Fig. 12 - CO exhaust emissions versus wheel speed and power with different fuels.	48
Fig. 13 - Greenhouse gases exhaust emissions versus wheel speed and power with different fuels.	49
Fig. 14 - Normalized torque, normalized power, and air excess factor versus vehicle speed at wide-open throttle operation.....	49

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Classes do WLTC para veículos leves	14
Tabela 2 – Características do motor do veículo	24
Tabela 3 – Informações do veículo	25
Tabela 4 – Propriedades dos combustíveis.....	26
Tabela 5 – Coeficientes de <i>road load</i>	29
Tabela 6 – Velocidades calculadas para as trocas de marcha durante o ciclo WLTC	30
Tabela 7 – Propriedades do analisador AVL SESAM i60 FT SII FTIR	33

ARTIGO

Table 1 – Information about the vehicle.....	41
Table 2 – Engine properties.	41
Table 3 – Fuels properties.....	41
Table 4 – Road load coefficients.	42
Table 5 – AVL FTIR analyzer properties	42

LISTA DE SÍMBOLOS

λ	Fator de excesso de ar
$\frac{A}{F_{st}}$	Relação ar-combustível estequiométrica
η_f	Eficiência de conversão de combustível
η_v	Eficiência volumétrica do motor
η_c	Eficiência de conversão do motor
E_i	Índice de emissões específicas
\dot{m}_f	Vazão mássica de combustível
\dot{m}_a	Vazão mássica de ar
$\rho_{a,i}$	Densidade do ar
V_d	Volume deslocado do motor
N	Frequência de operação do motor
u_i	Fração mássica dos componentes dos gases de exaustão
$[i]$	Concentração de cada componente dos gases de exaustão
\dot{m}_{exh}	Vazão mássica dos gases de exaustão
$M_{gas,i}$	Massa molar dos componentes dos gases de exaustão
$M_{e,i}$	Massa molar média equivalente dos gases de exaustão
H_a	Relação entre a massa de água e a massa de ar seco devido à umidade do ar
p_w	Pressão de vapor da água
p_{ws}	Pressão de saturação da água
p_{tot}	Pressão ambiente
p_c	Pressão crítica
k_{hg}	Coefficiente de correção relacionado à temperatura ambiente

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANFAVEA	Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores
ANP	Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis
bsfc	Brake specific fuel consumption
CFR	Cooperative Fuel Research
CH ₄	Metano
CO	Monóxido de carbono
CO ₂	Dióxido de carbono
DAQ	Data acquisition system
E10	Mistura de combustível contendo 90% de gasolina e 10% de etanol anidro, em volume
E100	Etanol anidro
E15	Mistura de combustível contendo 85% de gasolina e 15% de etanol anidro, em volume
E27	Mistura de combustível contendo 73% de gasolina e 27% de etanol anidro, em volume
E5	Mistura de combustível contendo 95% de gasolina e 5% de etanol anidro, em volume
E75	Mistura de combustível contendo 25% de gasolina e 75% de etanol anidro, em volume
E85	Mistura de combustível contendo 15% de gasolina e 85% de etanol anidro, em volume
E88W12	Mistura de combustível contendo 88% de etanol e 12% de água, em volume
E95W05	Mistura de combustível contendo 95% de etanol e 5% de água, em volume
EPA	United States Environmental Protections Agency
FCA	Fiat Chrysler Automobiles
FTIR	Fourier transform infrared spectroscopy
FTP-75	Federal Test Procedure 75
GEE	Gases do efeito estufa
GHG	Greenhouse gases
GNV	Gás natural veicular
GWP	Global warming potential
H ₂ O	Água
HC	Hidrocarbonetos não queimados
ICCT	International Council on Clean Transportation
IEA	International Energy Agency
KLS	Knock limited spark
LHV	Lower Heating Value
MBT	Minimum spark advance for best torque
N ₂ O	Óxido nitroso

NMHC	Hidrocarbonetos não-metano
NO _x	Óxidos de nitrogênio
PCI	Poder calorífico inferior
PFI	Port-fuel-injection
PROCONVE	Programa de Controle de Emissões Veiculares
RDE	Real driving emissions
Sfc	Specif fuel consumption
SI	Spark ignition
SULGAS	Companhia de Gás do Estado do Rio Grande do Sul
THC	Hidrocarbonetos totais não queimados
TWC	Three-way catalyst
UN/ECE	Economic Comission for Europe of the United Nations
UNEP	United Nations Environment Programme
UR	Umidade relativa
WLTC	Worldwide Harmonized Light-vehicles Test Cycle
WOT	Wide-open throttle

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	OBJETIVO	14
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1	CICLOS PADRÃO DE CONDUÇÃO	16
2.2	GÁS NATURAL VEICULAR	18
2.3	ETANOL HIDRATADO	19
2.4	ETANOL SUPER-HIDRATADO	20
2.5	ESTUDOS COMPARATIVOS	21
3	METODOLOGIA	24
3.1	VEÍCULO DE TESTE	24
3.2	COMBUSTÍVEIS	26
3.3	APARATO EXPERIMENTAL	28
3.4	PONTOS DE OPERAÇÃO DO WLTC	29
3.5	REGIME ESTACIONÁRIO DE OPERAÇÃO	31
3.6	CURVAS DE POTÊNCIA	37
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	38
4.1	ARTIGO - FUEL EFFICIENCY AND EMISSIONS OF A PASSENGER VEHICLE FUELED WITH CNG, GASOHOL, HYDROUS ETHANOL, AND WET ETHANOL BASED ON THE KEY POINTS OF THE WLTC	38
5	CONCLUSÕES	52
6	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	55
	REFERÊNCIAS	56

1 INTRODUÇÃO

A atual discussão acerca dos efeitos do aquecimento global e da poluição do ar tem intensificado pesquisas por soluções técnicas e alternativas viáveis para o cenário energético mundial. De acordo com o Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente (UNEP), é necessário uma redução de 7,6% nas emissões de gases do efeito estufa (GEE), pela próxima década, para se atingir o objetivo do Tratado de Paris de manter o aumento de temperatura global abaixo de 1,5°C (UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME, 2019; UNITED NATIONS FRAMEWORK CONVENTION ON CLIMATE CHANGE (2015), 2015). Apesar do aumento de apenas 0,6% nas emissões oriundas do setor de transportes em 2018, o segmento soma 24% das emissões globais de CO₂ oriundas de combustíveis fósseis (IEA (2019), 2019). O setor ainda correspondeu à maior parte das emissões de CO₂ nos EUA em 2018, sendo que o seguimento de veículos de passageiros somou 41,2% das emissões relacionadas ao transporte no país (UNITED STATES ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY (EPA), 2020). No mercado europeu, a parcela de veículos Diesel foi reduzida em cerca de 18% em 2018, em comparação com o ano anterior. As emissões de CO₂, entretanto, sofreram um acréscimo de 1,7% no mesmo período (INTERNATIONAL COUNCIL ON CLEAN TRANSPORTATION (ICCT), 2019), o que mostra que não há uma solução simples para os problemas de emissões do setor de transportes.

A busca por uma solução está diretamente relacionada com a matriz energética mundial, sendo necessária a redução da utilização de combustíveis fósseis e o aumento da utilização de fontes de energia alternativas. Apesar da eletrificação surgir como a principal estratégia para conter os níveis de emissões, visto que a parcela global de novos veículos elétricos cresceu 2,5% em 2018 (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA), 2019), o processo de descarbonização depende da adoção de plantas geradoras de energia renovável que, em 2018, constituíram apenas um terço da capacidade de geração de energia mundial (REN21, 2019). Além disso, a descarbonização está associada com a capacidade e variedade das fontes de energia, de acordo com as diferentes regiões (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA), 2019). Desse modo, existe uma necessidade em se investigar combustíveis alternativos para veículos leves, explorando fontes mais limpas para a utilização em

um dos principais setores responsáveis pelos níveis atuais de emissões de GEE e poluentes.

Dentre os combustíveis alternativos com potencial de aplicação imediata para substituição da gasolina, pode-se citar o gás natural veicular (GNV) e o etanol. Este último é comercializado como etanol hidratado, contendo até 5% de água em volume. No entanto, há a possibilidade de se explorar a aplicação de etanol super-hidratado, contendo valores superiores a 5% de água em volume, de forma a economizar energia na produção do combustível, melhorando o balanço energético do ciclo de vida desse combustível (LANZANOVA; DALLA NORA; ZHAO, 2016).

Durante a análise de consumo e emissões de diferentes combustíveis para operação em veículos leves, é necessária uma base de comparação. Nesse sentido, é prevista a aplicação de ciclos padrão de condução para homologação veicular, em termos de emissões e consumo de combustível, de forma a estabelecer procedimentos de ensaios normalizados que possam ser aplicados repetitivamente em laboratório, desde que sejam observadas as diretrizes de cada norma. Tais ciclos vêm sendo desenvolvidos progressivamente com o intuito de simular condições reais de condução em dinamômetros de chassi.

Os ciclos padrão de condução são ensaios que determinam um roteiro de velocidades a ser desenvolvido pelos veículos, em dinamômetro de chassi, durante certo período. Esses roteiros são desenvolvidos de acordo com uma série de dados obtidos em condições reais de operação em meio urbano, rural e em rodovias (GIAKOUMIS, 2017). Tais ensaios são ferramentas fundamentais para o controle e o licenciamento de veículos, sendo parte importante dos programas de controle de emissões aplicados mundialmente. Dentre esses os programas, dois ciclos padrão de condução se destacam, o *Worldwide Harmonized Light-vehicles Test Cycle* (WLTC), aplicado pelo programa Euro na União Europeia (UNITED NATIONS, 2014), e o *Federal Test Procedure 75* (FTP-75), aplicado tanto pelo programa Tier da Agência de Proteção ao Meio Ambiente (*Environmental Protection Agency – EPA*) nos EUA (EPA, 2014) quanto pelo Programa de Controle de Emissões Veiculares (PROCONVE), no Brasil (INSTITUTO BRASILEIRO DO MEIO AMBIENTE E DOS RECURSOS NATURAIS RENOVÁVEIS, 2011). Vale ressaltar que para a análise de consumo, um teste suplementar ao FTP-75 é aplicado no Brasil, para simular a operação dos veículos em rodovia. O ciclo WLTC, além de ter sido desenvolvido recentemente, com o intuito de servir como um ciclo capaz de aproximar as condições

reais de operação observada na maior parte do planeta (TUTUIANU et al., 2014), estabelece 4 classes diferentes de veículos leves, de acordo com a velocidade máxima do veículo e a razão entre potência máxima e massa do veículo em ordem de marcha. Essas classes, apresentadas na Tabela 1, determinam ciclos de condução específicos para cada seguimento de veículos leves. Além de ser um ciclo contemporâneo, desenvolvido para ser utilizado mundialmente, o WLTC apresenta vantagens em relação ao FTP-75, explorando o mapa de operação dos veículos de maneira mais ampla (GIAKOUMIS; ZACHIOTIS, 2018; MAZER et al., 2020).

Tabela 1 – Classes do WLTC para veículos leves

Classe	Razão potência/massa (W/kg)	Velocidade máxima (km/h)
WLTC classe 1	≤ 22	
WLTC classe 2	> 22 e ≤ 34	
WLTC classe 3A	> 34	< 120
WLTC classe 3B	> 34	≥ 120

Fonte: (UNITED NATIONS, 2014)

Apesar de uma série de estudos existentes investigarem os efeitos de misturas etanol-água, etanol-gasolina, e gás natural veicular (GNV) como combustíveis alternativos para motores de combustão interna, nenhum deles avalia a aplicação desses combustíveis a um mesmo motor ou veículo, em condições usuais de operação. Desse modo, esse trabalho busca realizar uma avaliação justa acerca dos combustíveis selecionados, tomando como base de comparação a utilização de um veículo comum à frota brasileira, em condições características de operação baseadas em normativa contemporânea.

1.1 OBJETIVO

Comparar parâmetros de desempenho e emissões de um veículo *sedan* compacto equipado com um motor de ignição por centelha de 1,4 dm³ naturalmente aspirado quando abastecido com gasolina brasileira (E27), GNV, etanol comercial (E95W05) e etanol super-hidratado (E88W12), em condições de operação frequentes do ciclo de condução WLTC classe 3B.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Identificar os pontos de operação com maior tempo de residência no ciclo WLTC classe 3B;
- Avaliar a eficiência energética do veículo Siena Tetrafuel utilizando gasolina, GNV, etanol comercial e etanol super-hidratado nos pontos mais frequentes do ciclo WLTC classe 3B;
- Avaliar eficiências volumétrica e de combustão do motor, além de dados de temperatura do motor ao operar com os combustíveis adotados para o estudo;
- Analisar as emissões de GEE e gases poluentes resultantes da operação do veículo com os combustíveis citados, i.e. THC, álcoois, aldeídos, NO_x, CO, CO₂, CH₄, vapor de água (H₂O) e óxido nitroso (N₂O);
- Avaliar o desempenho do veículo em termos de torque e potência de roda em operação WOT (do inglês *wide-open throttle*, com borboleta completamente aberta) percorrendo a maior parte da faixa de velocidades do veículo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CICLOS PADRÃO DE CONDUÇÃO

Ciclos padrão de condução são tipos de ensaios comumente utilizados para controle de emissões e consumo energético e homologação veicular. Um ponto fundamental para esse tipo de teste é a demanda de atuação do motor em vários pontos do mapa de operação, evitando a análise de pontos isolados, como pontos de máximo torque e potência (GIAKOUMIS, 2017). Com o intuito de se avaliar o desempenho veicular em condições reais de operação, explorando o mapa de operação do veículo de forma abrangente, ensaios em rodovias baseados na utilização de equipamentos portáteis de medição de emissões e consumo vêm sendo realizados. Esses procedimentos são denominados ensaios RDE (*real driving emissions*) (TRANTAFYLLOPOULOS et al., 2019). No entanto, para processos de homologação veicular, ainda se faz necessária a utilização de uma base de comparação para análise veicular, considerando diferentes veículos e regiões. Nesse sentido, ensaios normalizados são geralmente realizados em ambientes laboratoriais, utilizando-se dinamômetros de chassi, nos quais os veículos são posicionados, com as rodas dos eixos de tração sobre os rolos do equipamento, buscando-se simular forças de resistência ao rolamento e forças aerodinâmicas, comumente presentes em condições reais de condução (BARLOW et al., 2009). Durante os ensaios de ciclos padrão de condução, os veículos desempenham roteiros de velocidades determinados em um certo período, de forma a possibilitar a comparação de diferentes veículos em relação às mesmas condições de dirigibilidade. Quando avaliadas em um ciclo completo, as emissões veiculares são armazenadas em bolsas de amostras para posterior análise de composição (STONE, 2012).

O procedimento de análise veicular baseado em testes RDE foi desenvolvido com o intuito de ser a principal ferramenta utilizada para promover a redução das emissões veiculares, de acordo com as normas de emissões atualmente empregadas pelo programa Euro (TRANTAFYLLOPOULOS et al., 2019). Os testes RDE consistem em ensaios veiculares realizados em rodovias, utilizando equipamentos portáteis para medição de emissões, PEMS (*Portable Emissions Measurement System*). O trajeto percorrido pelo veículo durante os ensaios é definido por norma,

sendo determinados alguns limites. Dentre eles destacam-se a divisão do ciclo em três partes, sendo estas, a realização de trajetos em meio urbano, rural e em rodovia. Cada parte deve apresentar distâncias superiores a 16 km, sendo que as velocidades médias devem ser de 15 a 40 km/h no percurso urbano, de 60 a 90 km/h no percurso rural e acima de 90 km/h em rodovia. Ainda, são determinados limites máximos e mínimos para parâmetros como variação de altitude, temperatura ambiente e percentual de tempo com o veículo parado (MOCK, 2014). Desse modo, esses ensaios têm como objetivo garantir que os veículos em homologação mantenham seus índices de emissões abaixo do valor máximo determinado, em qualquer região na qual o teste possa ser aplicado, independentemente das condições de tráfego ou de clima encontradas durante o procedimento. Tais características dificultam a repetibilidade de ensaios RDE (VARELLA et al., 2019).

Entre os ciclos padrão de condução realizados em laboratório, o FTP-75, foi implementado originalmente em 1975 pela legislação dos EUA. Desde então, é um dos principais ciclos de condução utilizados, sendo previsto para aplicação pela legislação brasileira (ABNT NBR 6601, 2005). Este ciclo, porém, possui baixos valores de aceleração, devido à tecnologia dos dinamômetros ser um fator limitante na época em que foi desenvolvido (GIAKOUMIS, 2017). O ciclo possui uma duração total de 1877 segundos, cobrindo 17,77 km, com velocidade máxima de 91,25 km/h, sendo que 22,2% do tempo de teste é realizado com o veículo em marcha lenta. Além disso, o FTP-75 possui um roteiro voltado principalmente para condições urbanas de condução, sendo necessária a aplicação de testes suplementares para análise de condução em rodovias, como o Supplemental Federal Test Procedure (SFTP) e o Highway Fuel Economy Test (HWFET) (TUTUIANU et al., 2014).

O ciclo WLTC foi desenvolvido através da colaboração de países da União Europeia, juntamente com Suíça, Japão, Índia, EUA e Coreia do Sul. Durante o processo foi utilizada uma base de dados contendo 765.000 km de ciclos de condução reais, adquiridos através de testes em diversos países (TUTUIANU et al., 2014). O WLTC possui tempo de duração de 1800 segundos, cobrindo uma distância de 23,27 km, com velocidade máxima de 131,3 km/h, ficando apenas 14,71% do tempo do teste em marcha lenta. O WLTC, em relação ao seu antecessor (New European Driving Cycle (NEDC)), apresentou um grande avanço na capacidade de avaliação do desempenho e emissões de veículos, tendo em vista o percentual de tempo de teste

em regime transiente de operação, além da distância percorrida e dos maiores valores de velocidade e aceleração médias (GIAKOUKIS, 2017).

2.2 GÁS NATURAL VEICULAR

O gás natural veicular (GNV) é um combustível fóssil comumente utilizado em geradores de energia e no seguimento de transportes. O GNV é composto principalmente por metano, que possui uma estrutura molecular simples com alta razão H/C, o que promove uma redução geral de emissões, como hidrocarbonetos não queimados (HC), hidrocarbonetos não-metano (NMHC), CO and CO₂, por unidade de energia fornecida pelo motor, em kWh (JAHIRUL et al., 2010a). Em uma análise do poço-à-roda, o GNV apresenta processos de produção e de transporte mais renováveis do que a gasolina, além de ter vasta disponibilidade ao redor do planeta, o possível vazamento de metano, entretanto, é um problema que requer atenção (KHAN; YASMEEN; SHAKOOR, 2015).

Em termos de aplicação em motores de combustão interna, o GNV tem capacidade de promover uma melhor homogeneização da mistura ar-combustível admitida no motor devido às suas características gasosas em comparação aos combustíveis líquidos. Além disso, o gás natural previne depósitos de combustível nas paredes dos cilindros e entre os anéis dos pistões, além de evitar a contaminação do óleo lubrificante (KHAN; YASMEEN; SHAKOOR, 2015). Por outro lado, uma das maiores preocupações da utilização de gás natural são as emissões de metano não queimado, conhecidas como o efeito “*methane slip*” (MAY et al., 2015; USHAKOV; STENERSEN; EINANG, 2019). Tais emissões são originárias principalmente dos *crevices* do cilindro, regiões não alcançadas pela frente de chama durante o processo de combustão. A preocupação com os níveis de emissões de CH₄, se deve ao fato de que cada grama desse componente possui um impacto no efeito estufa equivalente a 25 gramas de CO₂, em um horizonte de análise de 100 anos (JACOB, 1999). Ainda, apesar da segurança em termos de inflamabilidade e dos benefícios de custo, o desempenho de motores a GNV é comprometido em configurações do tipo *bi-fuel*, entre gasolina e GNV. Isso se deve à razão de compressão limitada, requerida para operação com o combustível líquido, que reduz o potencial de eficiência da operação com GNV (RAMASAMY et al., 2017). Ainda, em motores *port-fuel-injection* (PFI), nos quais a injeção de combustível ocorre no sistema de admissão, a eficiência

volumétrica é comprometida devido à baixa densidade do combustível e a ausência de absorção de calor por evaporação (KHAN; YASMEEN; SHAKOOR, 2015). Desse modo, as características do metano somadas à redução de eficiência volumétrica, podem levar a perdas de potência de eixo de 5 a 10% (KHAN; YASMEEN; SHAKOOR, 2015; MOHAMAD; ABDULLAH; YUSOFF, 2009). Apesar das perdas de potência, veículos a gás natural apresentam baixos níveis de consumo específico de combustível (*brake specific fuel consumption – bsfc*) comparados à veículos a gasolina sob as mesmas condições de operação (ASLAM et al., 2006; JAHIRUL et al., 2010b). Um estudo avaliou a aplicação da primeira e da segunda lei da termodinâmica ao desempenho de um motor dual-fuel operando com gasolina e GNV (GHAREHGhani et al., 2015). Foram relatados acréscimos nas eficiências energética e exergética promovidos pelo GNV, enquanto a gasolina resultou em maior potência em operação com a mesma razão de compressão. Alguns parâmetros de combustão e emissões foram avaliados para várias razões de GNV-gasolina em um motor SI (*spark ignition*) com ignição por centelha de quatro cilindros adaptado para operação dual-fuel com gasolina e GNV (XU et al., 2020). Os autores relataram que quanto maior a porção de GNV, menores emissões de CO, CO₂ e HC foram observadas em WOT em frequências de operação de 2500 e 6000 rpm.

2.3 ETANOL HIDRATADO

O etanol tem sido apresentado como um potencial substituto da gasolina para motores de combustão interna pois pode ser facilmente introduzido à tecnologia dos veículos contemporâneos. Esse combustível renovável possui elevado índice de octanos, boa miscibilidade com gasolina, alto calor de vaporização e grande capacidade de produção em comparação aos demais biocombustíveis (COSTAGLIOLA et al., 2016; DARDIOTIS et al., 2015). Em uma análise acerca do ciclo de vida do combustível, o bioetanol pode promover uma redução geral de 12% das emissões de GEE, devido ao processo de fotossíntese das plantações que capturam CO₂ do ar (HILL, 2007).

Estudos têm mostrado que o uso de etanol resulta em um aumento de desempenho de motores de combustão interna ao aprimorar a eficiência volumétrica (através do efeito de resfriamento da mistura ar-combustível na admissão), elevando, a eficiência de combustão, torque e potência de eixo em comparação à gasolina

(HSIEH et al., 2002; THANGAVELU; AHMED; ANI, 2015). Em uma análise do tanque à roda, o etanol propiciou menores emissões de CO, HC e NO_x em comparação à gasolina (BALKI; SAYIN; CANAKCI, 2014). Tratando de misturas etanol-gasolina utilizadas em veículos leves, um estudo investigou os efeitos da utilização de etanol hidratado (etanol contendo até 5% de água em uma base volumétrica) e anidro (100% de etanol) em adição à gasolina em um veículo operando no ciclo de condução WLTC (SUAREZ-BERTOIA et al., 2015). Não houve diferenças significativas entre misturas contendo etanol anidro e etanol hidratado em relação a emissões regulamentadas e não regulamentadas. O estudo ainda apontou uma relação entre a redução de emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x) e o aumento de emissões de monóxido de carbono (CO), metano (CH₄), carbonilas e etanol, ao alternar entre misturas com baixo teor de etanol (E5, E10 e E15) e misturas com alto teor de etanol (E85 e E75). Outra pesquisa explorou a utilização de gasolina comercial mexicana e misturas de gasolina com etanol anidro, considerando condições reais de operação de veículos leves em uma cidade mexicana (HERNANDEZ; MENCHACA; MENDOZA, 2014). Devido aos baixos valores de poder calorífico, as misturas de gasolina contendo etanol exibiram valores maiores de consumo de combustível. Para testes em velocidade constante, no entanto, as emissões de CO, HC e NO_x foram reduzidas em comparação com a utilização de gasolina comercial. De maneira similar, Melo et al. avaliou misturas de etanol e gasolina em um veículo leve, *flex-fuel*, típico do mercado brasileiro (MELO et al., 2012). A utilização de combustíveis com alto teor de etanol resultou em reduções de CO e HC. Entretanto, não foi possível relacionar as emissões de NO_x à adição de etanol no combustível, como relatado no trabalho citado. Em outro estudo, os efeitos de etanol hidratado em um motor de alta razão de compressão e combustão pobre, resultaram em um balanço entre emissões de NO_x e CO/HC (COSTA; SODRÉ, 2010). Além disso, baixos níveis de emissões de HC e NO_x e altos valores de eficiência térmica com a utilização de etanol hidratado foram relatados, em contraste com a gasolina, em operação com combustão pobre em veículos *flex-fuel* (ROSO et al., 2019).

2.4 ETANOL SUPER-HIDRATADO

A implementação de etanol super-hidratado em motores de ignição por centelha também é um tópico de discussão para a utilização em veículos leves. Esse

biocombustível difere do etanol comercial devido à maior quantidade de água em sua composição. Como o custo do processo de destilação aumenta exponencialmente para concentrações de etanol superiores a 80%, próximas da temperatura azeotrópica, a produção desse combustível demanda menos energia quando comparada ao etanol anidro (ABDOLLAHIPOOR et al., 2018; LANZANOVA, 2017). Um estudo sugere que concentrações volumétricas de 10% a 15% de água no etanol resultam na melhor relação entre a razão entre o custo de produção do combustível e o aproveitamento energético em motores de combustão interna (LANZANOVA; DALLA NORA; ZHAO, 2016).

Além disso, a maior porção de água no combustível resulta em maior calor de vaporização da mistura, menores temperaturas de combustão e, portanto, emissões de NO_x reduzidas. No entanto, há um aumento em emissões de CO e HC, além de um possível comprometimento da oxidação desses compostos em catalizadores de três vias (*three-way catalyst* – TWC) devido às baixas temperaturas de exaustão (FAGUNDEZ et al., 2018; TURNER et al., 2011). A operação em temperatura reduzida promove uma margem de operação mais ampla ao inibir o fenômeno de detonação, resultando em valores maiores de torque e potência, em comparação com o etanol hidratado (BILHÃO, 2015).

2.5 ESTUDOS COMPARATIVOS

Alguns estudos apresentaram resultados notáveis acerca de análises comparativas dentre os combustíveis citados e combustíveis similares, apesar de considerarem metodologias e condições de utilização distintas às do presente trabalho. Dentre esses estudos, foi relatada uma análise de multicritérios acerca da sustentabilidade dos ciclos de vida de combustíveis como gasolina, diesel, GNV, E85 e etanol puro de mandioca (E100) (ZHOU; JIANG; QIN, 2007). O etanol puro (E100) obteve os melhores índices referente aos indicadores de renovabilidade (considerando a energia total consumida por km rodado, em MJ/kg) correspondendo à uma demanda de energia 7 vezes menor do que a gasolina, além de potencial de aquecimento global (*Global Warming Potential* – GWP) 1,5 vezes menor, referente às emissões de CO₂ equivalente. O GNV, por sua vez, resultou no melhor índice de custo monetário por km rodado relacionado ao ciclo de vida dos combustíveis, correspondendo à metade do custo da gasolina. Além disso, o GNV apresentou

índices de renovabilidade 3,5 vezes piores do que o etanol, e índice de GWP 1,3 vezes superior. Por outro lado, a gasolina obteve os piores índices de renovabilidade e GWP, além do segundo pior valor de custo monetário do ciclo de vida, dentre todos os combustíveis avaliados.

Em outro estudo (RAN et al., 2019), foram comparados os processos de combustão pobre dos combustíveis E10, etanol, gás natural e gás sintético em um motor CFR (*Cooperative Fuel Research*) de ignição por centelha, com razão de compressão de 8:1. Foi atestado que o etanol apresentou os melhores resultados acerca de emissões dentre todos os combustíveis analisados, correspondendo a menos da metade das emissões de CO em operação com gasolina, bem como promovendo redução das emissões de THC em 25% e 14%, em relação à gasolina e ao gás natural, respectivamente. Além disso, o etanol proporcionou eficiência indicada líquida similar à gasolina em operação com misturas próximas ao valor estequiométrico. Por sua vez, o gás natural apresentou melhor eficiência de combustão, com valores absolutos cerca de 0,7% e 2,5% superiores à gasolina e ao etanol, respectivamente, além de proporcionar limites de operação mais amplos em relação a falha de ignição da mistura (*misfiring*), porém resultou no pior valor de eficiência indicada líquida, cerca de 1% inferior à gasolina e etanol em valores absolutos, assim como em emissões elevadas de NO_x, correspondendo a um aumento de cerca de 2 vezes em relação ao etanol e 1,3 vezes em relação à gasolina (RAN et al., 2019).

Nesse sentido, os combustíveis alternativos como GNV e etanol têm apresentado características favoráveis em relação à redução de emissões em relação à gasolina. A utilização de GNV, entretanto, tem apresentado uma compensação entre menores índices de emissões e consumo e menores valores de potência e torque máximos, ao se utilizar as mesmas configurações de motor do que os combustíveis líquidos. Ainda o custo monetário do GNV também tem sido relatado como sendo um ponto positivo, porém a disponibilidade do combustível ainda é dependente da rede de distribuição de cada país. O etanol hidratado tem apresentado menores índices de emissões de GEE, considerando todo seu ciclo de vida, embora resulte em maior consumo de combustível e tenha sua utilização pelo consumidor final dependente do custo monetário do combustível. O etanol super-hidratado apresenta redução do custo energético e monetário para sua produção, porém a baixa temperatura de operação pode ser um problema em relação à utilização de TWC, além do aumento de emissões

de CO e HC. Por sua vez, a gasolina apresenta a melhor disponibilidade e custo dentre combustíveis líquidos, além de apresentar valores de potência similares aos do etanol. Desse modo a análise desses combustíveis em um mesmo veículo é importante para avaliar seus pontos favoráveis e desfavoráveis, na busca por um melhor balanço entre desempenho veicular, consumo energético e emissões.

3 METODOLOGIA

Anteriormente aos ensaios de desempenho e emissões, foi realizado um estudo para definir os pontos de operação do veículo considerados característicos de condições reais de condução. Como mencionado anteriormente, este trabalho focou em condições ordinárias de operação de um veículo leve. Desse modo, o ciclo padrão de condução *Worldwide Harmonized Light-vehicles Test Procedure* (WLTC) foi selecionado como critério para determinação das condições de operação abordadas. Os pontos de operação com maior tempo de residência no WLTC foram investigados em testes de regime estacionário, com o intuito de se avaliar o consumo de combustível, emissões de poluentes e de GEE dos vários combustíveis selecionados. Por fim, foram avaliadas curvas de desempenho, em termos de torque e potência de roda máximos para cada combustível.

3.1 VEÍCULO DE TESTE

Para os ensaios, foi selecionado um veículo de modelo Siena Tetrafuel. No Brasil, 76% da frota de transportes é composta por veículos leves *flex-fuel*, de acordo com a Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (BRAZILIAN AUTOMOTIVE INDUSTRY ASSOCIATION (ANFAVEA), 2019). A partir disso, o veículo selecionado para os testes pode ser considerado como representativo da principal categoria de veículos do país.

Tabela 2 – Características do motor do veículo

Parâmetro	Informação
Motor	Fiat Chrysler Automobiles (FCA) Fire 1.4
Sistema de admissão	Naturalmente aspirado
Modo de ignição	Ignição por centelha
Volume deslocado	1386 cm ³
Número de cilindros	4 em linha
Válvulas por cilindro	2
Razão de compressão	10.35 ± 0.15:1
Diâmetro x curso	72 x 84 mm
Unidade de controle (ECU)	Magneti Marelli IAW 4SGF.SI
Tipo de injeção	PFI

Este veículo, cujas características são apresentadas na Tabela 2 e Tabela 3, foi originalmente produzido para possibilitar a operação com quatro combustíveis diferentes, sendo eles: gasolina tipo A (E0), gasolina tipo C (E27), etanol (E100) e GNV (DE MELO et al., 2011). O motor do veículo possui dois sistemas de injeção PFI distintos, um para combustíveis líquidos e um secundário para GNV, de modo que o motorista possa optar por utilizar combustível líquido ou gasoso.

Tabela 3 – Informações do veículo

Parâmetro	Informação
Tipo	Sedan compacto
Fabricante	Fiat Chrysler Automobiles (FCA)
Modelo	FCA Siena Tetrafuel
Capacidade de passageiros	5
Massa em ordem de marcha	1150 kg
Tração	Eixo dianteiro
Caixa de transmissão	Manual - 5 velocidades
Razão de transmissão (1ª marcha)	4.273
Razão de transmissão (2ª marcha)	2.238
Razão de transmissão (3ª marcha)	1.444
Razão de transmissão (4ª marcha)	1.029
Razão de transmissão (5ª marcha)	0.872
Razão do diferencial	4.067
Diâmetro das rodas	381 mm
Dimensões dos pneus	P 185/60 R 15

A estrutura e os parâmetros de operação do motor, bem como a unidade de controle do motor (ECU), foram mantidos com as configurações originais do veículo. A partir disso, parâmetros como o instante de ignição e relação ar-combustível foram controlados pela ECU em uma arquitetura *closed-loop* (do inglês, ciclo-fechado), conforme a calibração original do fabricante. Desse modo, os testes foram realizados em condições de mistura ar-combustível próxima do valor estequiométrico ou rica em combustível, para possibilitar a conversão dos gases no catalisador de três vias (TWC).

3.2 COMBUSTÍVEIS

As propriedades dos combustíveis utilizados são apresentadas na Tabela 4, sendo estes: gasolina brasileira do tipo C, contendo 27% de etanol anidro em volume (E27); etanol hidratado, contendo 5% de água em volume (E95W05); etanol super-hidratado, contendo 12% de água em volume (E88W12); e GNV. As concentrações de água nas misturas de etanol foram medidas em laboratório com um alcoômetro de escala *Gay Lussac* (com incerteza de +/- 2% em volume), enquanto a razão estequiométrica da mistura de ar e combustível de cada combustível foram estimadas a partir da composição dos combustíveis, de acordo com as diretrizes da regulamentação No 49 da Comissão Econômica das Nações Unidas para a Europa (UN/ECE) (ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE OF THE UNITED NATIONS, 2013). Com exceção do E88W12, todos os valores relacionados ao poder calorífico inferior (PCI) e à densidade dos combustíveis são valores de referência, informados pelas companhias de distribuição dos combustíveis. Os valores do etanol super-hidratado, por sua vez, foram calculados com base em sua composição.

Tabela 4 – Propriedades dos combustíveis

Parâmetro	E27	E95W05	E88W12	CNG
Volume de gasolina (%)	73	0	0	-
Volume de etanol (%)	27	95,4	88,4	-
Volume de água (%)	0	4,6	11,6	-
Densidade (kg/dm ³)	0,754	0,809	0,815	7,5×10 ⁻⁴
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	39,33 ^a	26,36 ^a	24,23 ^a	46,55 – 50,98 ^b (48,76) ^c
Razão ar/combustível estequiométrica ^d	12,95	8,47	7,71	15,80

^a De acordo com a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis - ANP (AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS - ANP, 2019).

^b De acordo com a Companhia de Gás do Estado do Rio Grande do Sul - SULGAS.

^c Valor médio adotado para os cálculos.

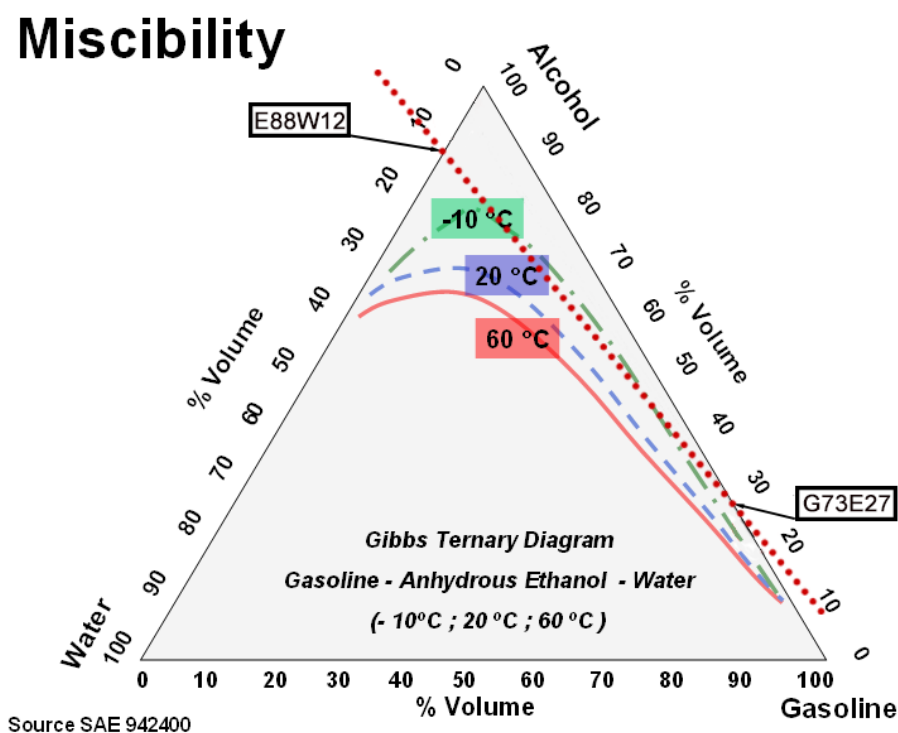
^d De acordo com a regulamentação No 49 da Comissão Econômica das Nações Unidas para a Europa (UN/ECE) (ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE OF THE UNITED NATIONS, 2013).

A legislação brasileira estabelece limites máximos e mínimos para o PCI do GNV comercializado no país, o qual varia de acordo com as regiões e época do ano.

Desse modo, o presente trabalho utilizou a média aritmética entre o valor máximo e o mínimo (48,76 MJ/kg) para os cálculos realizados.

A fração de 12% de água presente no etanol super-hidratado foi escolhida com base no limite de distorção de chama (12% de água em volume, em misturas com etanol) relatado por Koupaie et al., para se obter uma operação tolerável durante a combustão (KOUPAIE et al., 2019). Entretanto, é importante observar o efeito de separação de fases da mistura etanol-água-gasolina, quando esses combustíveis são utilizados juntos em motores *flex-fuel*. Nesse sentido, através de análise de um diagrama ternário de Gibbs, como ilustrado na Figura 1, é possível constatar que, em temperaturas acima de 20°C, não deve ocorrer separação de fases entre os combustíveis adotados neste trabalho (BORTOLOZZO; ALARCÓN; NETO, 1993, apud (CASTRO; KOSTER; FRANIECK, 1994).

Figura 1 - Diagrama ternário de Gibbs para análise de separação de fases entre etanol, água e gasolina.



Fonte: (Adaptado de LUCON; COELHO, 2014).

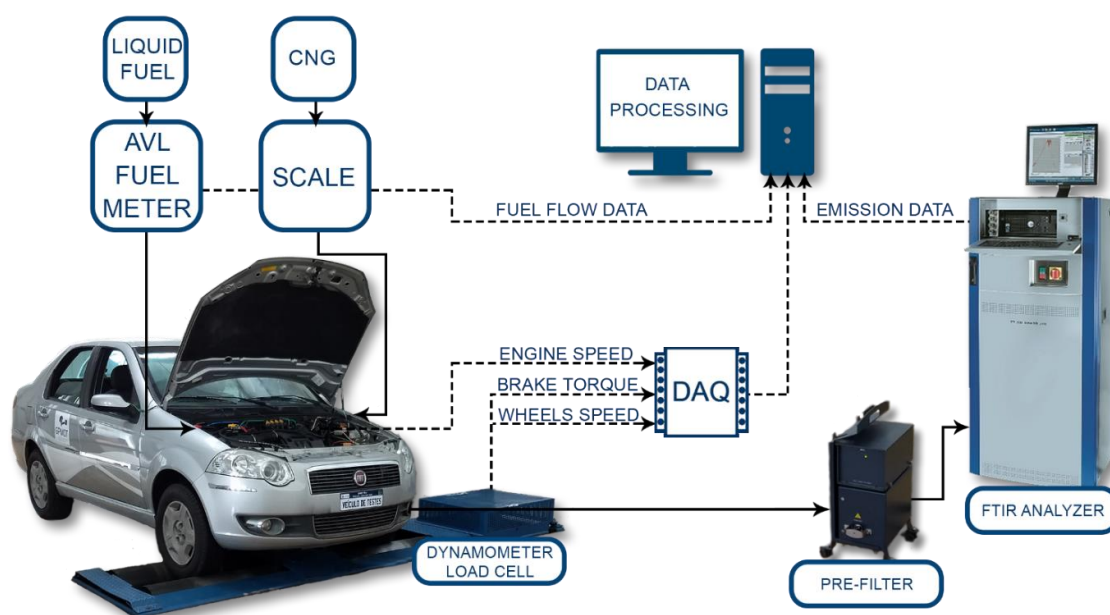
Assim, é possível dizer que o etanol super-hidratado, contendo 12% de água em volume proporcionaria operação satisfatória mesmo se misturado com os demais

combustíveis disponíveis comercialmente, desde que se assegure que isto ocorrerá acima da temperatura mínima ambiente.

3.3 APARATO EXPERIMENTAL

Todos os ensaios foram realizados em um dinamômetro de chassis *Mustang MD-150*, com absorção de energia através de correntes de *Foucault*. A Figura 2 apresenta um esquema do *setup* experimental. O dinamômetro de chassis utilizado possuía dois rolos, com diâmetro de 218 mm cada, e espaçados em 457 mm.

Figura 2 – *Setup* experimental



Fonte: (DO AUTOR, 2021).

Os coeficientes da equação de resistência ao movimento do veículo em rodovia (road load), utilizados na equação 21, foram estimados de acordo com os procedimentos previstos pelo Worldwide Harmonized Light-vehicles Test Procedure (WLTP) (UNITED NATIONS, 2014) e são apresentados na Tabela 5, assim como o parâmetro de potência de *road load* a 50 mi/h.

$$F = A + Bv + Cv^2 \quad (21)$$

Tabela 5 – Coeficientes de *road load*

Parâmetro	Valor
A (N)	161.0
B (N.h/km)	0.0
C (N.h ² /km ²)	43.1×10 ⁻³
Potência a 50 mi/h (hp)	13.2

Esses coeficientes de *road load* foram inseridos no *software* de controle do dinamômetro com o intuito de simular a resistência ao movimento do veículo, sendo utilizados tanto na realização do ciclo WLTC como durante os ensaios em velocidade constante. Os valores de torque transmitido pelas rodas do veículo e de velocidade das rodas do veículo foram medidos e computados pelo *software* de controle do dinamômetro.

Os parâmetros de desempenho e de monitoramento do motor foram observados e gravados através de um sistema de aquisição de dados criado no próprio Grupo de Pesquisa em Motores, Combustíveis e Emissões, por meio de uma placa de aquisição de dados (DAQ) NI USB-6008 da fabricante *National Instruments*. As temperaturas de admissão e exaustão foram medidas com termopares do tipo K, enquanto a temperatura do óleo foi monitorada através de um termistor do tipo NTC. A pressão média de admissão foi medida através de um sensor *Bosch* 0 261 230 030, e o fator de excesso de ar foi avaliado por um sensor UEGO *Bosch* LSU 4.2 de banda larga.

3.4 PONTOS DE OPERAÇÃO DO WLTC

O ciclo de condução adotado para análise de operação do veículo foi o WLTC-3B, de acordo com a razão entre potência máxima e massa do veículo em ordem de marcha (UNITED NATIONS, 2014), tendo sido realizado com o veículo operando unicamente com etanol super-hidratado. Os pontos de trocas de marcha durante o ciclo, apresentados na Tabela 6 foram determinados seguindo as diretrizes da norma do ciclo WLTC, *Global Technical Regulation 15* (UNITED NATIONS, 2014). As condições ambientes durante os testes de ciclo foram de 18°C de temperatura na

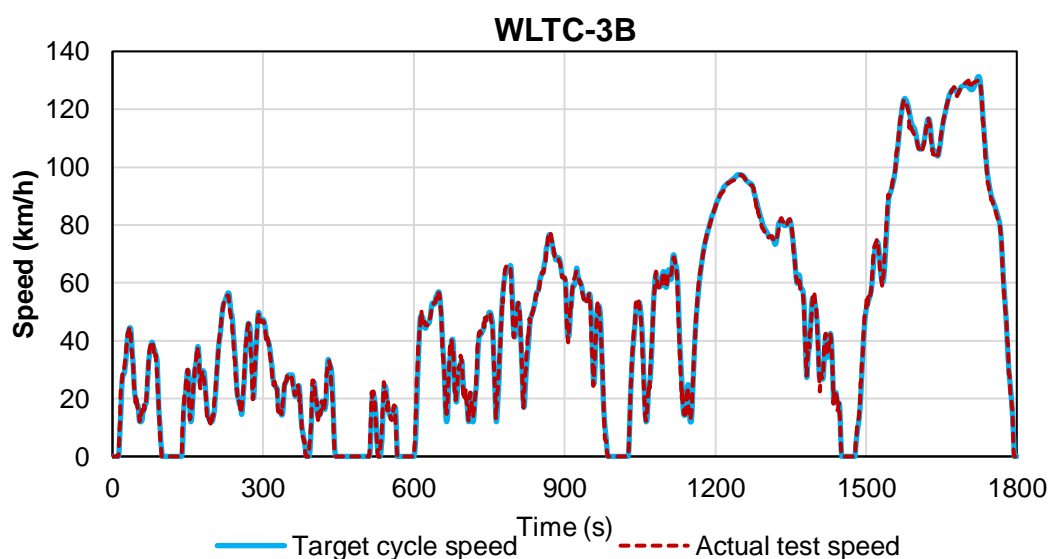
célula de testes, 51% de umidade do ar e 1,014 bar (101,4 kPa) de pressão local a 95 m de altitude.

Tabela 6 – Velocidades calculadas para as trocas de marcha durante o ciclo WLTC

Marcha	Faixa de velocidades
1 ^a	0 – 11 km/h
2 ^a	12 – 22 km/h
3 ^a	23 – 36 km/h
4 ^a	37 – 51 km/h
5 ^a	>51 km/h

Durante a realização do ciclo, os valores de torque e potência de roda, velocidade do veículo e frequência de operação do motor foram gravados a cada segundo, totalizando os 1800 pontos do ciclo completo. Após a realização do ciclo, foi possível compilar um mapa de operação do veículo composto pelos 1800 pontos de torque de roda versus velocidade do veículo. Os valores de velocidade alvo do ciclo WLTC-3B, assim como os valores reais de velocidade desenvolvidos durante os testes são apresentados na Figura 3.

Figura 3 – Curva de velocidades alvo e curva de velocidades resultantes do ciclo WLTC-3B.



Fonte: (DO AUTOR, 2021).

Para se avaliar a distribuição dos pontos no mapa de operação do veículo, foi utilizada uma abordagem matemática através da aplicação de um histograma, de acordo com (DUNN, 2014). Assim, os dados de velocidade do veículo e torque nas rodas foram divididos em intervalos baseados na quantidade de pontos e nos valores máximos e mínimos de cada parâmetro. O número de classes para cada variável, NC , (velocidade do veículo e torque de roda) foi calculado de acordo com o tamanho da amostragem (i.e., 1800 pontos que correspondem ao ciclo completo), como apresentado na equação (1).

$$NC = \sqrt{\text{Tamanho da amostragem}} \quad (1)$$

O tamanho dos intervalos do histograma para cada variável foi calculado dividindo-se a diferença entre os valores máximos e mínimos dos parâmetros computados no ciclo pelo número de classes (NC), como indicado na equação (2), para o caso de velocidade do veículo.

$$L_{\text{velocidade}} = \frac{(\text{Velocidade}_{\text{max}} - \text{Velocidade}_{\text{min}})}{NC} \quad (2)$$

Após a definição dos intervalos do histograma e seu respectivo tamanho, o mapa de operação do veículo foi dividido em quadrados. Considerando-se a densidade de dispersão dos pontos, os cinco pontos com maior frequência nos intervalos do histograma (i.e., tempo de ocorrência no ciclo) foram selecionados. Desse modo, esses cinco pontos foram escolhidos como sendo os pontos de operação mais representativos do ciclo, e como critério adotado para os testes em condições estacionárias de operação, realizados com cada um dos combustíveis propostos.

3.5 REGIME ESTACIONÁRIO DE OPERAÇÃO

Os pontos de operação selecionados foram testados com cada um dos combustíveis, i.e., E95W05, E88W12, E27 e GNV, mantendo-se os valores de velocidade e torque constantes durante os testes. Foram selecionadas as marchas mais adequadas para cada velocidade do veículo, conforme informado pela fabricante

através do manual do veículo. Os pontos de teste a 14,03 km/h, por exemplo, foram avaliados em 2ª marcha durante os testes estacionários, o que resultou em uma frequência de operação do motor de 1160 rpm. As condições ambientes durante os testes ficaram entre as faixas de 24°C - 28°C de temperatura local, 45% - 48% de umidade relativa e 1,014 bar de pressão local em uma altitude de 95 m em relação ao nível do mar. O motor do veículo foi pré-aquecido até que a temperatura do óleo ficasse estável em 90°C \pm 8°C. Para cada teste, parâmetros como temperaturas de admissão, exaustão e de óleo, assim como pressão de admissão, frequência de operação do motor, torque de roda e fator de excesso de ar foram monitorados e gravados.

Foi realizado um ensaio para cada ponto de teste e cada combustível. A vazão mássica dos combustíveis líquidos foi medida por um medidor de combustível AVL 733, enquanto a vazão mássica de GNV foi calculada através da variação de massa do cilindro de gás, utilizando uma balança com resolução de 5 g. Durante cada ponto ensaiado foram realizadas três medições de consumo de combustível, durante 30 segundos cada, para combustíveis líquidos, e uma medição, de pelo menos 2,5 minutos, para GNV.

Ainda, para cada ponto de operação avaliado, foram realizadas duas medições de emissões, de 30 segundos cada. As espécies químicas: CO, CO₂, NO_x, THC, CH₄, H₂O, N₂O, álcoois e aldeídos foram analisadas por um analisador de gases AVL SESAM i60 FT SII (Tabela 7) através do método de espectroscopia no infravermelho por transformada de Fourier (FTIR).

O catalisador de três vias (TWC) original do veículo foi removido para prevenir qualquer influência do envelhecimento do catalisador nos resultados de emissões (WINKLER et al., 2013). Desse modo, os resultados obtidos são considerados dados brutos de emissões do sistema de exaustão do motor. Além disso, o impacto dos combustíveis selecionados sobre o efeito estufa foi avaliado através da análise dos principais componentes que absorvem a radiação emitida pelo planeta, sendo eles: CO₂, CH₄, THC, H₂O e N₂O (JACOB, 1999).

A partir dos dados medidos durante os testes, parâmetros como consumo específico de combustível (*specific fuel consumption* – *sfc*), eficiência de conversão de combustível (η_f), eficiência volumétrica do motor (η_v) e eficiência de combustão do motor (η_c) foram calculados (HEYWOOD, 2018).

Tabela 7 – Propriedades do analisador AVL SESAM i60 FT SII FTIR

Parâmetro	Valor
Taxa de amostragem	5 varreduras por segundo
Taxa de aquisição de dados	25 componentes de gás a 5 Hz
Tempo de resposta	T ₁₀ a T ₉₀ em 1 s
Escoamento da amostra	8 l/min
Faixa espectral	650 a 4000 cm ⁻¹
Resolução espectral	0.5 cm ⁻¹

Fonte: (AVL, 2015)

Desse modo, os valores de consumo específico de combustível (*sfc*), em g/kWh, foram calculados a partir da equação 3. Esse parâmetro serve para normalizar o consumo de combustível a partir da geração de potência do motor

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (3)$$

Onde: \dot{m}_f é a vazão mássica de combustível, em g/h, e P é a potência desenvolvida no ponto de operação, em kW.

A eficiência de conversão de combustível (η_f) pode ser interpretada como eficiência energética global do veículo, pois contabiliza a potência transmitida pelas rodas do veículo com base na vazão energética utilizada, através do consumo de combustível e seu PCI, em kJ/g, como apresentado na equação 4.

$$\eta_f = \frac{P}{\dot{m}_f PCI_f} \quad (4)$$

A eficiência volumétrica do motor (η_v) diz respeito à capacidade do motor de admitir ar em relação ao seu volume deslocado, na condição de operação decorrente, sendo calculada através da relação apresentada na equação 5.

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a,i} V_d N} \quad (5)$$

Onde: \dot{m}_a é a vazão mássica de ar admitido pelo motor, em g/s, $\rho_{a,i}$ é a densidade do ar admitido, em dm^3/g consideradas temperaturas e pressão de admissão, V_d é o volume deslocado do motor em dm^3 e N é a frequência de operação do motor, em rps (ou Hz).

O cálculo da eficiência de combustão do motor (η_c), conforme a equação 6, avalia a capacidade do motor em aproveitar a energia dos combustíveis através do processo de combustão. Para tal, avalia-se a quantidade de energia dos reagentes, através do PCI do combustível, e a quantidade de energia residual nos produtos da combustão, através dos valores de PCI das substâncias.

$$\eta_c = 1 - \frac{\sum \dot{m}_i PCI_i}{\dot{m}_f PCI_f} \quad (6)$$

Onde: \dot{m}_i é a vazão mássica de cada componente dos gases de exaustão, em g/h, PCI_i é o valor do poder calorífico inferior de cada componente dos gases de exaustão, em kJ/g e PCI_f é o poder calorífico do combustível, em kJ/g.

As emissões específicas foram estimadas de acordo com a regulamentação N° 49 da UN/ECE (ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE OF THE UNITED NATIONS, 2013). Para contabilizar os hidrocarbonetos totais não queimados (THC) as concentrações das seguintes espécies químicas foram somadas: CH_4 , C_2H_2 , C_2H_4 , C_3H_6 , C_4H_6 , C_2H_6 , C_7H_8 e C_5H_{12} . Ainda, foram medidas as emissões específicas de álcoois (metanol, etanol e butanol) e aldeídos (formaldeído e acetaldeído).

Assim, as emissões específicas das espécies: CO, THC, CO_2 , CH_4 e N_2O foram calculadas a partir da equação 7:

$$E_i = \frac{u_i [i] \dot{m}_{exh}}{P} \quad (7)$$

Onde: E_i são as emissões específicas de cada composto i , em g/kWh, u_i é a fração mássica de cada componente em relação à massa total de gases de exaustão, calculada pela equação 8, $[i]$ é a concentração de cada componente na exaustão em ppm, \dot{m}_{exh} é a vazão mássica dos gases de exaustão, calculada através da equação 14, e P é a potência desenvolvida pelo veículo em cada ponto de operação.

$$u_i = \frac{M_{gas,i}}{(M_{e,i} \times 1000)} \quad (8)$$

Na equação acima, $M_{gas,i}$ corresponde à massa molar de cada componente dos gases de exaustão, $M_{e,i}$ é um parâmetro corresponde à massa molar média equivalente dos gases de exaustão, calculado através da equação 9, considerando os componentes de cada combustível, através da fórmula química $CH_\alpha O_\varepsilon N_\delta S_\gamma$.

$$M_{e,i} = \frac{1 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a}}{\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \times \frac{\frac{\alpha}{4} + \frac{\varepsilon}{2} + \frac{\delta}{2}}{12,011 + 1,00794\alpha + 15,9994\varepsilon + 14,0067\delta + 32,065\gamma} + \frac{\frac{H_a \times 10^{-3}}{2 \times 1,00794 + 15,9994} + \frac{1}{M_a}}{1 + H_a \times 10^{-3}}} \quad (9)$$

Onde: M_a é a massa molar de ar seco, de valor 28,965 g/mol, e H_a é a relação da massa de ar referente à umidade do ar ambiente com a massa de ar seco, em g de água por kg de ar seco, calculada pela equação 10 (OYJ, 2013), na qual p_w é a pressão de vapor da água e p_{tot} é a pressão ambiente, em hPa.

$$H_a = \frac{621,9907 \times p_w}{p_{tot} - p_w} \quad (10)$$

O valor de pressão parcial de vapor da água pode ser calculado através dos valores de umidade relativa (UR) e da pressão de saturação da água (p_{ws}), através da equação 11.

$$p_w = \frac{p_{ws} \times UR}{100} \quad (11)$$

A pressão de saturação (p_{ws}), por sua vez, é calculada seguindo a equação 12:

$$\ln\left(\frac{p_{ws}}{p_c}\right) = \frac{T_c}{T} (C_1\vartheta + C_2\vartheta^{1,5} + C_3\vartheta^3 + C_4\vartheta^{3,5} + C_5\vartheta^4 + C_6\vartheta^{7,5}) \quad (12)$$

Na equação 12, os valores dos coeficientes $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6$ são, respectivamente, -7,85951783, 1,84408259, -11,7866497, 22,6807411, -15,9618719 e 1,80122502. p_c é a pressão crítica, de valor 220640 hPa), e o termo ϑ é calculado através da seguinte relação (equação 13):

$$\vartheta = 1 - \frac{T}{T_c} \quad (13)$$

Onde: T corresponde ao valor de temperatura ambiente, em K, e T_c é o valor da temperatura crítica, igual a 647,096 K.

A vazão mássica dos gases de exaustão (\dot{m}_{exh}), em g/h, contabiliza a vazão mássica de ar e a vazão mássica de combustível, da seguinte maneira (equação 14):

$$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad (14)$$

Sendo que o valor da massa de ar (\dot{m}_a) é estimado através da soma dos valores da vazão de ar seco ($\dot{m}_{ar\ seco}$), da vazão de água presente na umidade do ar ($\dot{m}_{umidade}$) e da vazão de água presente no combustível ($\dot{m}_{agua,f}$), a partir da equação 15:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{ar\ seco} + \dot{m}_{umidade} + \dot{m}_{agua,f} \quad (15)$$

Os valores dos termos $\dot{m}_{ar\ seco}$ e $\dot{m}_{umidade}$, por sua vez, são estimados através da aplicação das equações 16 e 17:

$$\dot{m}_{ar\ seco} = \frac{A}{F_{st}} \times \lambda \times \dot{m}_f \quad (16)$$

$$\dot{m}_{umidade} = \dot{m}_{ar\ seco} \times H_a \quad (17)$$

Onde $\frac{A}{F_{st}}$ corresponde ao valor da relação ar/combustível estequiométrica para cada combustível, calculado a partir da equação 18, e λ corresponde ao fator de excesso de ar durante a operação do veículo, em relação ao valor estequiométrico.

$$\frac{A}{F_{st}} = \frac{138(1 + \frac{\alpha}{4} - \frac{\varepsilon}{2} + \gamma)}{12,011 + 1,00794\alpha + 15,9994\varepsilon + 14,0067\delta + 32,065\gamma} \quad (18)$$

As emissões específicas de NO_x, por sua vez, foram calculadas a partir da equação 19. Para tal, foi necessária uma correção em função da umidade ambiente através do coeficiente k_{hg} .

$$E_{NO_x} = \frac{(\sum u_{NO_x} [NO_x])k_{hg}\dot{m}_{exh}}{P} \quad (19)$$

O coeficiente k_{hg} é calculado como segue (equação 20):

$$k_{hg} = 0,6272 + 0,04403H_a - 0,000862H_a^2 \quad (20)$$

Os valores das incertezas combinadas de cada resultado apresentado nesse trabalho foram calculados de acordo com o Guia para a expressão de incerteza de medição (GUM:1995) (ISO, 2008).

3.6 CURVAS DE POTÊNCIA

Os valores máximos de torque e potência de roda do veículo com a utilização de cada combustível foram avaliados em relação à velocidade de roda. Foi adotada uma faixa de velocidades de 30 km/h a 150 km/h (1000 rpm a 5800 rpm, em 4ª marcha) percorrida em corridas de 40 segundos, cobrindo a maior parte do mapa de operação do veículo em condição de WOT. Duas corridas foram realizadas para cada combustível, com valores de desvio padrão geral abaixo de 27,7 Nm/ton para resultados de torque e 1,9 kW/ton para valores de potência, normalizados pela massa do veículo.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados desse estudo foram apresentados e discutidos em um artigo que será submetido ao periódico *Fuel*, da editora *Elsevier*, conforme segue.

4.1 ARTIGO - FUEL EFFICIENCY AND EMISSIONS OF A PASSENGER VEHICLE FUELED WITH CNG, GASOHOL, HYDROUS ETHANOL, AND WET ETHANOL BASED ON THE KEY POINTS OF THE WLTC

Fuel efficiency and emissions of a passenger vehicle fueled with CNG, gasohol, hydrous ethanol, and wet ethanol based on the key points of the WLTC

Leonardo S. Hatschbach^{1*}, Maria F. P. Mazer¹, Igor R. dos Santos¹, Macklini Dalla Nora¹

¹Federal University of Santa Maria - Engines Research Group (GPMOT), Roraima Av., Santa Maria, RS, postcode 97105-900 – Brazil

ARTICLE INFO

Keywords:

Light-duty vehicles
Vehicle performance
Combustion
Ethanol
Natural gas
Driving cycles

ABSTRACT

Performance and emissions of a compact sedan vehicle powered by a 1.4 dm³ spark ignition engine fueled with compressed natural gas (CNG), Brazilian gasoline (E27), hydrous ethanol 95% v/v (E95W05) and wet ethanol 88% v/v (E88W12) were evaluated at the most frequent operating points of the Worldwide Harmonized Light-vehicles Test Cycle (WLTC). In addition, the different fuels were assessed through maximum vehicle power and torque curves. The points with longest residence time on the WLTC were the idle operation and two zones of low load and speed (e.g., 31 Nm/ton specific torque @ 15 - 20 km/h, and 38 Nm/ton specific torque @ 45 - 65 km/h), that accounted altogether for about 34% of the time spent in the entire cycle. The results indicated a significant reduction in greenhouse gas (GHG) emissions and specific fuel consumption for operation with CNG, despite the decrease in maximum wheel power of about 10% towards gasoline. The ethanol blends provided higher maximum wheel power and reduced emissions of NO_x, but increased specific fuel consumption, CO and GHG emissions in comparison to CNG and gasoline. The operation with gasoline resulted in the minimum CO emissions for all fuels tested, as well as the best fuel consumption between liquid fuels, despite the highest values of CO₂, and increased NO_x emissions for the loaded points. Even though ethanol produced little THC, the overall sum of THC, alcohols and aldehydes emissions raised an alert for this renewable fuel, whereas CNG emitted the least amount of such pollutants. Furthermore, wet ethanol provided increased combustion efficiency and reduced CO at high loads in comparison to Brazilian commercial ethanol.

1. Introduction

The ongoing discussion regarding global warming and air pollution have intensified the research for technological solutions and feasible alternatives to the current energy scenario. According to the United Nations Environment Programme (UNEP) a 7.6% reduction in greenhouse gases (GHG) emissions by year over the next decade is required to reach the Paris Agreement target of maintaining the global average temperature rise below 1.5°C [1,2]. Despite the increase of only 0.6% in emissions from the transport sector in 2018, the segment still accounts for 24% of CO₂ emission from fossil fuels worldwide [3]. This sector also corresponded to most of the CO₂ emissions in the USA in 2018, in which the passenger vehicle segment accounted for 41.2% of the country's transport emissions [4]. In the European market, the share of Diesel vehicles dropped about 18% in 2018 compared to the previous year. The CO₂

emissions, however, increased 1.7% in the same period [5], which shows that there is no simple solution for transport emission problems.

Compressed natural gas (CNG) is a fossil fuel commonly used in power generators and in the transport segment. Due to its gaseous characteristics, CNG provides a more homogeneous mixture preventing fuel deposits in the cylinder walls and between piston rings, also avoiding lubricant oil contamination in comparison to gasoline [6]. CNG is composed mainly by methane, that has a simple molecular structure with a high H/C ratio, which provides a general reduction in emissions, such as hydrocarbons (HC), non-methane hydrocarbons (NMHC), CO and CO₂, per amount of energy delivered in kWh [7]. In a well-to-wheel analysis, CNG has a cleaner production and transportation processes, due to its simplicity [6]. Regardless of safety and cost benefits, engine performance is compromised in bi-fuel gasoline-CNG engine designs due to the limited compression ratio required for the liquid fuel [8]. Also, in port-fuel-injection (PFI) engines, the volumetric efficiency is compromised due to the

Abbreviations: η_c : engine combustion efficiency, η_f : fuel conversion efficiency, η_v : engine volumetric efficiency, λ : air excess factor, bmep: brake mean effective pressure, bsfc: brake specific fuel consumption, CNG: compressed natural gas, CO: carbon monoxide, CO₂: carbon dioxide, EXX: gasoline-ethanol blend with XX% of ethanol by volume, E100: anhydrous ethanol, E88W12: ethanol blend with 12% of water by volume, E95W05: ethanol blend with 5% of water by volume, ECU: Engine Control Unit, GHG: greenhouse gases, GWP: global warming potential, H/C: hydrogen to carbon ratio, HC: hydrocarbons; HHV: higher heating value, LHV: lower heating value, MBT: minimum spark advance for best torque, NMHC: non-methane hydrocarbons, NO_x: nitrogen oxides, PFI: port-fuel injection, sfc: specific fuel consumption, SI: spark ignition, THC: total hydrocarbons, TWC: three way catalyst, WLTC: Worldwide Harmonized Light-vehicles Test Cycle, WLTC-3B: Worldwide Harmonized Light-vehicles Test Cycle type 3B, WLTP: Worldwide Harmonized Light-vehicles Test Procedure, WOT: wide open throttle.

* Corresponding author at: Federal University of Santa Maria, Santa Maria, Brazil.

E-mail address: leonardohatschbach@gmail.com (L. S. Hatschbach)

lower density of the fuel and minimal heat absorbed by fuel evaporation [6]. The methane properties, in addition to the volumetric efficiency losses, can lead to a brake power loss of about 5 to 10% [6,9]. Even with the power losses, natural gas vehicles (NGV) present lower brake specific fuel consumption (bsfc) levels when compared to gasoline under the same operating conditions [7,10]. A research applied the first and second laws of thermodynamics to the performance of a dual-fuel engine running with gasoline and CNG [11]. It was reported that CNG provided an increase in energy and exergy efficiencies, while gasoline provided higher output power at the same compression ratio. Throughout experimental data and a computational model of a four-cylinder gasoline spark ignition (SI) engine retrofitted into natural gas/gasoline dual-fuel operation [12], some combustion behaviors and emissions were explored for various CNG ratios. The higher the CNG ratio, the lower CO, CO₂ and HC emissions were observed at wide open throttle (WOT) @ 2500 and 6000 rpm.

Ethanol has been presented as a potential substitute for gasoline in internal combustion engines since it can be easily introduced to the contemporary vehicle technology [13,14]. This renewable fuel presents a high octane number, great miscibility with gasoline, high heat of vaporization and large production capacity worldwide in comparison to other biofuels. On the subject of ethanol-gasoline blends applied to light-duty vehicles, a study investigated the effects of hydrous and anhydrous ethanol-gasoline blends from a light-duty vehicle over the Worldwide Harmonized Light-vehicles Test Cycle (WLTC) [15]. The WLTC is a standard cycle developed by the UNECE and used as type approval tests for several countries, Standard driving cycles are driving schedules that simulates traffic conditions, idling periods, urban and highway running, in a standardized procedure to be reproduced in the laboratory. In this sense, there was no significant difference between regulated and unregulated emissions from anhydrous and hydrous blends. The research also revealed a compromise between NO_x reduction and carbon monoxide, methane, carbonyls, and ethanol increase when replacing low ethanol content blends (E5, E10 and E15) by mixtures with more ethanol (E85 and E75). Another research explored Mexican commercial gasoline and gasoline blends with anhydrous ethanol, regarding real driving and light-duty vehicles operation in a Mexican city [16]. Due to their lower heating value, gasoline blends containing ethanol exhibited higher values of fuel consumption whereas for constant speed tests, CO, HC and NO_x emissions were reduced compared to commercial gasoline. Similarly, Melo et al. explored ethanol-gasoline blends in a typical vehicle from the Brazilian market [17], a light-duty flex-fuel vehicle, and it was reported a CO and HC reduction at high ethanol contents. However, it was not possible to associate NO_x emissions with ethanol addition such as the previous works on the same subject. In a tank-to-wheel analysis, ethanol provided cleaner emissions, reducing CO, HC and NO_x [18]. In a life cycle analysis, bioethanol provided reduced global GHG emissions due to the photosynthesis process of the crops that capture CO₂ from the air [19]. Besides, studies have shown the use of this alternative fuel can lead to increases in performance by enhancing volumetric efficiency (throughout the charge cooling effect), also improving combustion efficiency, brake torque and brake power, compared to gasoline [20,21]. In another study, the effects of hydrous ethanol (up to 5% of water concentration in a volume basis) in a high compression ratio and lean combustion engine led to a trade-off between NO_x and CO-HC emissions [22]. In addition, the thermal efficiency was higher compared to gasoline-ethanol blends. Roso et al. reported lower HC and NO_x emissions and also higher thermal efficiency with the use of hydrous ethanol for lean burn operation in flex-fuel vehicles, in contrast to gasoline operation [23].

The implementation of wet ethanol in SI engines is also a topic of discussion for light-duty vehicle operation. This biofuel differs from regular ethanol by its higher water content (ethanol with water concentration above 5% by volume). As the cost of the distillation process increases exponentially in ethanol concentrations above 80% and closer to the azeotrope temperature, the production of such fuel demands less energy when compared to anhydrous ethanol [24,25]. Studies suggest that a water content of 20% by volume (v/v) in ethanol maximizes the fuel cost/energy ratio in internal combustion engines [26]. Besides, the higher portion of water in the fuel results in a higher heat of vaporization of the mixture, lower combustion temperature and hence lower NO_x emissions. Nevertheless, CO and HC emissions increase and their

oxidation in the three-way catalyst (TWC) may be compromised due to the lower exhaust temperature resulted of this fuel burning process [27,28].

Overall, there are several studies on operation characteristics, availability, and the potential of introducing alternative fuels to the market. For instance, it was reported a multi-criteria assessment on the life cycle sustainability of gasoline, diesel, CNG, E15 and pure cassava-ethanol (E100) [29]. Pure ethanol (E100) had the best values of the renewability indicator and Global Warming Potential (GWP) whereas CNG got the best value of life cycle cost. On the other hand, gasoline had the worst results of renewability and GWP, and the second worst of life cycle cost among all the fuels evaluated. Also, Ran et al. [30] compared lean combustion of E10, ethanol, natural gas and syngas on a Cooperative Fuel Research SI engine with a compression ratio of 8:1. It was reported that ethanol had the best emission results among all the fuels evaluated and net indicated efficiency similar to gasoline at close-to-stoichiometric ratios. Meanwhile, natural gas presented the best combustion efficiency and a wider misfire limit, but worst values of net indicated efficiency and NO_x emissions among ethanol and gasoline.

Despite of the aforementioned studies (and others) investigating the effects of ethanol-water blends, ethanol-gasoline blends and CNG as fuels for passenger vehicles, none of them presents results altogether of these fuel alternatives applied to the same engine or vehicle operating at common conditions. Therefore, to make a fair evaluation among the fuels, this work compares performance and emissions of a compact sedan vehicle powered by a naturally aspirated 1.4 dm³ SI engine fueled with Brazilian gasoline (E27), CNG, commercial ethanol (E95W05) and wet ethanol (E88W12), under operating conditions established based on the WLTC type B cycle.

2. Materials and methods

The WLTC was selected as a representative cycle to determine the vehicle operating conditions. So, points with the longest residence time on the WLTC type 3B were investigated for fuel consumption and pollutant emissions over the various fuels. Engine performance was evaluated for maximum wheel torque and power for the different fuels. Parameters such as specific fuel consumption (sfc), engine volumetric efficiency (η_v), engine combustion efficiency (η_c), and fuel conversion efficiency (η_f) were calculated according to Heywood [31]. The specific gas emissions were estimated according to UN/ECE regulation No 49 [32]. The combined uncertainties for all results presented in this work were calculated according to the Guide to the expression of uncertainty in measurement (GUM:1995) [33].

2.1. Test vehicle

In Brazil, 76% of the transport fleet is composed by flex-fuel light-duty vehicles according to the Brazilian Automotive Industry Association (ANFAVEA) [34]. Therefore, the selected vehicle, outlined in Table 1 and Table 2, can be considered representative of the main vehicle category in the country. Also, this vehicle was formerly produced from factory to provide operation on four different fuel types, namely: type-A gasoline (E0), type-C gasoline (E27), ethanol (E100) and CNG without any third-party intervention [35]. Its engine had two port-fuel-injection (PFI) systems, one for liquid fuels and a secondary for CNG, so the driver could switch between liquid and gaseous fuel. The tests were carried out at stoichiometric or fuel-rich conditions to enable the TWC conversion. The engine design and configuration were kept as the factory settings. Thus, the spark timing was controlled by the closed-loop engine control unit (ECU) based on the factory calibration, according to the fuel and engine load employed.

2.2. Fuels

The tested fuel properties, namely: wet-ethanol with 12% of water content v/v (E88W12), hydrous ethanol with 5% of water content v/v (E95W05), Brazilian type-C gasoline with 27% of anhydrous ethanol v/v (E27), and CNG, are shown in Table 3. The water concentration in the ethanol blends was measured in the laboratory by an alcoholmeter Gay Lussac scale (+/- 2%), while the stoichiometric air fuel ratio of the fuels was estimated following the

guidelines of the regulation No 49 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) [32]. The 12% water content of wet-ethanol was selected based on the limit to provide tolerable flame distortion (12% of water in ethanol blends), reported by Koupaie et al. [36].

Table 1
Information about the vehicle.

Type	Compact sedan
Manufacturer	Fiat Chrysler Automobiles (FCA)
Passenger capacity	5
Mass	1150 kg
Transmission	Front-wheel drive
Gearbox	5-speed
Gear ratio (1 st gear)	4.273
Gear ratio (2 nd gear)	2.238
Gear ratio (3 rd gear)	1.444
Gear ratio (4 th gear)	1.029
Gear ratio (5 th gear)	0.872
Differential ratio	4.067
Wheel diameter	15" (381 mm)
Tire dimensions	185/60 R 15

Table 2
Engine properties.

Engine	FCA Fire 1.4
Intake system	Naturally aspirated
Displaced volume	1386 cm ³
Number of cylinders	4 in line
Valves per cylinder	2
Compression ratio	10.35 ± 0.15:1
Bore x stroke	72 x 84 mm
Engine Control Unit	Magneti Marelli IAW 4SGF.SI
Injection type	PFI

Still, it is important to observe the phase separation effect between ethanol, water and gasoline when these fuels are used altogether in a flex fuel vehicle. In this sense, phase separation between the fuels adopted in this work may not occur in ambient temperatures higher than 20°C, as it was reported through a Gibbs Ternary Diagram analysis [37]. So, it was possible to state that wet ethanol with 12% of water v/v would provide satisfactory operation even if mixed with other available commercial fuels, provided that the minimum ambient temperature was assured.

Table 3
Fuels properties.

Parameter	E27	E95W05	E88W12	CNG
Gasoline content v/v (%)	73	0	0	-
Ethanol content v/v (%)	27	95.4	88.4	-
Water content v/v (%)	0	4.6	1.6	-
Density (kg/dm ³)	0.754	0.809	0.815	7.5×10 ⁻⁴
Lower Heating Value (MJ/kg)	39.33 ^a	26.36 ^a	24.23 ^a	46.55 – 50.98 ^b (48.76) ^c
Stoichiometric A/F ratio ^d	12.95	8.47	7.71	15.80

^a According to the Brazilian National Agency of Petroleum, Natural Gas and Biofuels – ANP [38].

^b According to the state gas company SULGAS.

^c Average value adopted for calculation.

^d According to the regulation No 49 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE)[32].

The Brazilian legislation establishes inferior and superior limits for the lower heating value (LHV) of CNG available across the country, which varies according to the region and season. Hence, the present work employed its mean arithmetic value of 48.76 MJ/kg for calculation purposes.

2.3. WLTC operating points

The adopted cycle schedule was the WLTC-3B according to the vehicle power-to-mass ratio [39] and performed with the vehicle running solely on wet ethanol. The gear shift timing during the cycle was calculated according to the GTR 15 guidelines [39]. The ambient conditions during the tests were 291 K room temperature, 51% relative air humidity and 1.014 bar (101.4 kPa) local pressure at 95 m altitude.

One run of the WLTC-3B was performed. During the experiment, wheel torque, wheel power, vehicle speed and engine speed were recorded at each second, totalizing the 1800 points of the complete cycle. After its completion, it was possible to compile a vehicle operation map throughout the cycle comprising 1800 samples of wheel torque versus vehicle speed data. The target vehicle speeds from the WLTC-3B cycle, as well as the performed speeds, are shown in Figure 1.

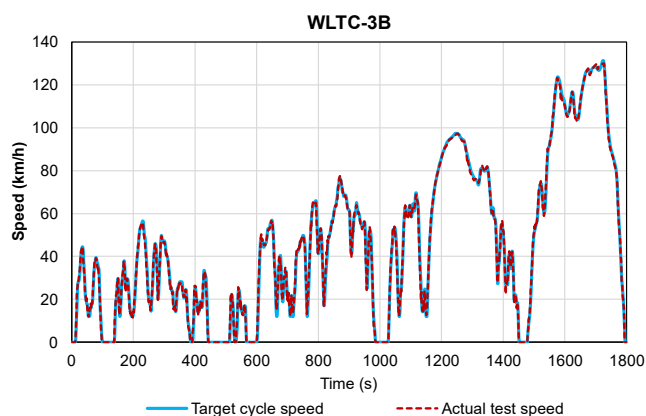


Fig. 1 WLTC-3B target and resultant speed.

To evaluate the distribution of the experimental points on the operation map a mathematical histogram was used, according to Dunn [40]. Thus, vehicle speed and wheel torque data were divided into intervals based on their range and size. The number of classes (N) for each variable was calculated based on the sample size (i.e., 1800 data points that correspond to the total cycle time) as shown in equation (1). The length of the histogram intervals for each variable (vehicle speed and wheel torque) was calculated by dividing the difference between the respective minimum and maximum results obtained in the WLTC cycle test by the number of classes (N), as indicated in equation (2) for the vehicle speed case.

$$N = \sqrt{\text{Sample size}} \quad (1)$$

$$L_{\text{speed}} = \frac{(\text{Speed}_{\text{max}} - \text{Speed}_{\text{min}})}{N} \quad (2)$$

After the definition of the histogram intervals and their respective length, the vehicle operation map throughout the WLTC (vehicle speed vs. torque) was divided in bins. Considering the density of dispersion, the five points with highest frequency in the histogram intervals (i.e., time occurrence) were selected. Hence, these were the five points selected as the cycle's most representatives and used as guideline for the stationary tests with all fuels proposed.

2.4. Steady state operation

The selected operating points were tested with the fuels i.e., E95W05, E88W12, E27 and CNG at the most suitable gear indicated by FCA at such vehicle speed. For instance, the testing points at 14.03 km/h were evaluated at 2nd gear during the steady state tests, which resulted in the equivalent engine

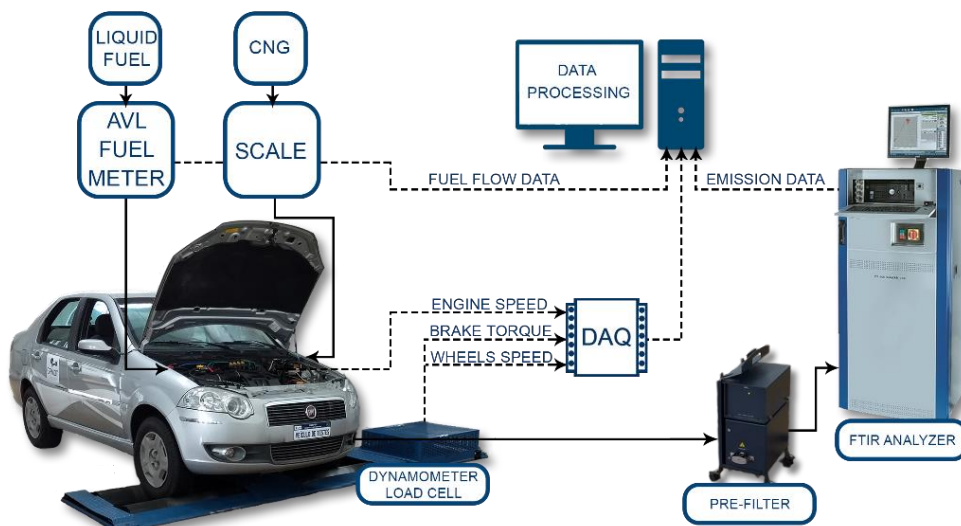


Fig. 2 Experimental setup.

speed of 1160 rpm. The ambient conditions during the tests were in the range of 297 K-301 K room temperature, 45%-58% relative air humidity and 1.014 bar (101.4 kPa) local pressure at 95 m altitude. The vehicle engine was pre-heated until oil temperature stabilized at 363 K \pm 8 K. For each testing point the intake, exhaust, and oil temperatures, as well as intake pressure, engine speed, wheel torque and air excess factor were monitored and recorded. One test run was performed for each operation point and fuel. During each test, three measurements of 30 seconds on fuel consumption for liquid fuels and two measurements on emissions were taken. For CNG, measurements of at least 2.5 minutes were taken for fuel consumption.

2.5. Performance curves

The vehicle's maximum torque and power for each fuel were also examined in relation to the vehicle speed, from 30 km/h to 150 km/h (1000 rpm to 5800 rpm, @ 4th gear) in a 40 seconds run, covering the main percentage of the vehicle operation map at wide open throttle (WOT) condition. Two runs were performed for each fuel with an overall standard deviation below 27.7 Nm/ton for torque results and 1.9 kW/ton for power values.

2.6. Experimental setup

All tests were performed on a Mustang MD-150 eddy current power absorber chassis dynamometer. Figure 2 presents a scheme of the experimental setup. The dynamometer had two rolls spaced by 457 mm and with 218 mm of diameter each. The coefficients of the road load equation of motion (equation (3)) were estimated in accordance with the WLTC test procedure [39] and are shown in Table 4, as well as the parameter of road load power @50 mi/h.

$$F = A + Bv + Cv^2 \quad (3)$$

Table 4
Road load coefficients.

Parameter	Value
A (N)	161.0
B (N.h/km)	0.0
C (N.h ² /km ²)	43.1 \times 10 ⁻³
P@50 mi/h (hp)	13.2

These road load coefficients were inserted in the dynamometer software to simulate the resistance to the vehicle's movement and were the same used

during WLTC test cycle. Wheel brake torque and wheel speed values were measured and recorded by the dynamometer control software.

The engine performance and monitoring parameters were acquired by a National Instruments NI USB-6008 DAQ. Data regarding intake and exhaust temperatures were measured with K-type thermocouples, whereas oil temperature was monitored with an NTC thermistor. The average inlet air pressure was measured by a Bosch 0 261 230 030 sensor while the air excess factor was measured by a Bosch LSU 4.2 wideband UEGO sensor. The liquid fuel consumption was measured with an AVL 733 dynamic fuel meter and the CNG mass flow rate was calculated by weighting the gas cylinder with a 5 g resolution mass scale. The CO, CO₂, NO_x, THC (total unburned hydrocarbons), H₂O, alcohols and aldehydes emissions were analyzed by an AVL SESAM i60 FT SII Fourier Transform Infrared (FTIR) Analyzer (Table 5).

Table 5
AVL FTIR Analyzer properties.

Parameter	Value
Sampling Rate	5 scans per second
Data Rate	25 gas components at 5 Hz
Response Time	T10 to T90 within 1 s
Sample Flow	8 l/min
Spectrum Range	650 to 4000 cm ⁻¹
Spectral Resolution	0.5 cm ⁻¹

To account for THC the following species detected by the FTIR equipment were summed: CH₄, C₂H₂, C₂H₄, C₃H₆, C₄H₆, C₂H₆, C₇H₈ and C₅H₁₂. Also, specific emissions for alcohols (methanol, ethanol and butanol) and aldehydes (formaldehyde and acetaldehyde) were measured as well. The vehicle's original TWC was removed to prevent any influence of the TWC aging on the emission results [41], so the data obtained is considered "raw" exhaust emissions. Also, the contribution of the fuels to the greenhouse effect on the environment was evaluated by analyzing the emissions of the main compounds that can absorb radiation emitted by the Earth (CO₂, CH₄, THC, H₂O and N₂O) [42].

3. Results and discussions

First, the WLTC-3B operation was assessed and the most frequent operating points identified. Then, fuel consumption; emissions; fuel conversion, engine combustion and engine volumetric efficiencies of the vehicle in steady state operation is evaluated. And finally, the maximum normalized torque and power curves with each fuel are presented.

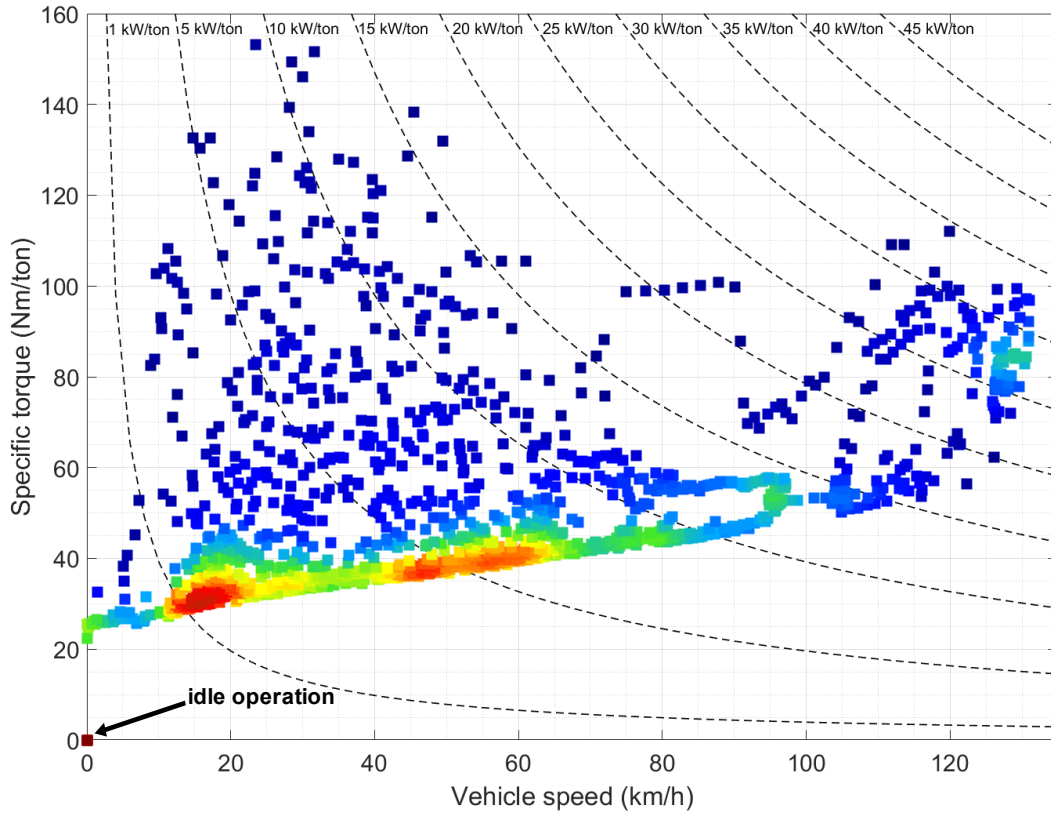


Fig. 3 WLTC scatter map of vehicle operation.

3.1. WLTC most frequent operating points

A scatter plot of all the 1800 WLTC operating points regarding specific torque (wheel torque normalized by the vehicle mass in Nm/ton) vs vehicle speed at every second of the test are presented in Figure 3.

It is possible to observe that the vehicle map regions most frequently demanded during the WLTC were the idle operation and two wider zones around 31 Nm/ton specific torque at 15 - 20 km/h, and 38 Nm/ton specific torque at 45 - 65 km/h. In addition, isolines of specific power (wheel power normalized by the vehicle's mass) are plotted to better visualize the power

demand zones of the vehicle during the WLTC cycle. Thus, it can be seen the WLTC operation is concentrated in the 0 - 10 kW/ton power zone of the vehicle, accounting for about 76% of the whole cycle.

Although the WLTC cycle can hold more dispersed operating points in the engine map of the vehicle in comparison to other universally used driving cycles, such as the FTP-75, as presented by Mazer et al. [43], the scatter plot shows a lack of points for high speeds (around 70-100 km/h).

Figure 4 presents the histogram map of the vehicle operation during the WLTC cycle along with the identification of the five operating points with longest residence time in the cycle. It is worth mentioning for the sake of clarity

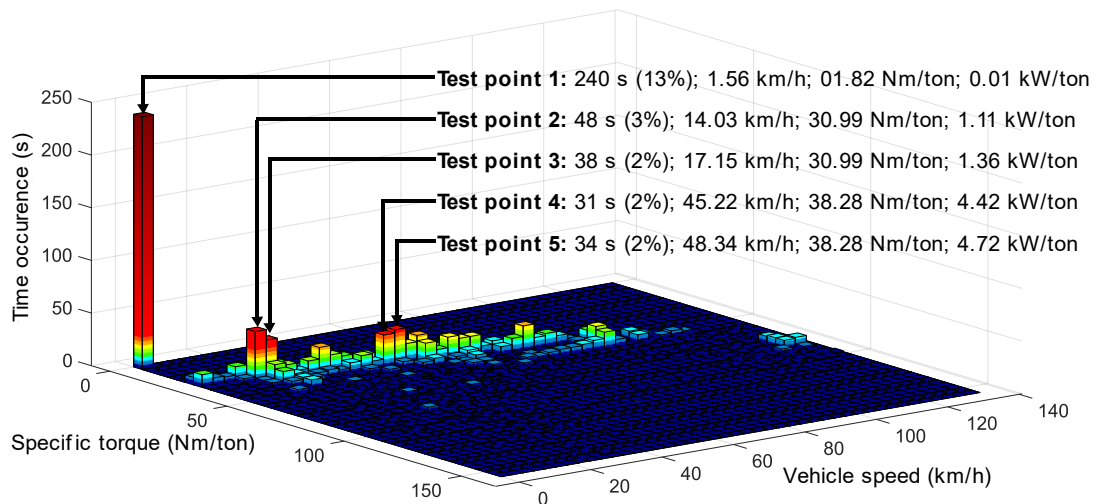


Fig. 4 Histogram 3D with the five vehicle operations points with longest time occurrence in the vehicle operation map during the WLTC cycle.

that for the selection of these test points the data acquired during the cycle were categorized in steps of 3.12 km/h and 3.64 Nm of specific torque. These values were obtained by the histogram equations described in 2.3. The histogram map is displayed with a color scale that grades, according to the time occurrence (z axis) in the cycle, the points from most frequent (dark red color) to least frequent (dark blue). It is possible to verify that idle operation had the largest contribution to the time frequency (240 seconds) of the vehicle operation map during the cycle – highest point at the origin – accounting for about 13% of the total time. The other four points are within the low load with low and medium speeds operating zones, which accounted for about 21% of the total time spent during the cycle. Therefore, the assessment of the five points listed are a good estimation of the vehicle’s performance over the WLTC, since it accounted for almost 34% of the time spent in the entire cycle.

Therefore, these were the five points that the vehicle operated most frequently during the WLTC cycle. The data about vehicle speed, specific power and torque at each of these five points are correspond to the mean values of the grid intervals. Thus, one can assume the test point 1 (Figure 4), which is defined by the mean values of the first histogram intervals of speed (0 - 3.12) km/h and specific torque (0 - 3.64) Nm, is virtually the idle condition.

In summary, these five points were selected to further investigations on steady state tests and the results are shown throughout the next sections. To enable a better understanding of the results the designation “Test point #” is used in vehicle speed ascending order and not exactly in the classification of time residence in the cycle. As it can be seen in Figure 4, the testing point 4 (31 seconds) was less frequent than testing point 5 (34 seconds), but these two points were assembled so that vehicle speed is in ascending order to allow better visualization of trends in the way results are presented.

3.2. Engine performance

The five test points selected from the WLTC resulted in steady state engine speed values as follows: idle condition @ 850 rpm; 14.03 km/h @ 1160 rpm; 17.15 km/h @ 1418 rpm; 45.22 km/h @ 2412 rpm and 48.34 km/h @ 2579 rpm. The actual values of the test points for all fuels tested resulted in an overall standard deviation of about 0.63 km/h for vehicle speed values and 0.12 kW/ton for brake power values. As it can be observed, values of specific fuel consumption and wheel fuel efficiency for idle condition are not shown as the vehicle was standstill during the several phases of the cycle.

For all points tested, the best sfc was achieved when running on CNG as it can be observed in Figure 5. In comparison to E27 operation, the values of fuel consumption for the ethanol-water blends increased in all cases in average 46% for E95W05 and 65% for E88W12. The use of ethanol would, therefore, result

in a reduction of the vehicle’s mileage range, proportional to the average increase in fuel consumption. These variations in fuel consumption were expected since the LHV values of the ethanol blends, E95W05 and E88W12, are 31% and 37% lower compared to gasoline, respectively. It was reported by Celik [44] an increase of 46% in bsfc for the use of E100 in relation to E25.

The use of CNG provided an average reduction in fuel consumption and sfc of about 18% compared to E27, and about 44% compared to Brazilian commercial ethanol (E95W05). The resulted sfc reduction is in accordance with literature values, as reductions of about 21% [45], 16% [7] and 18% [10] in bsfc, between gasoline and CNG, were reported.

For bsfc evaluation, Thakur et al. [46] pointed out the heating value and density of a fuel blend as the major influencing properties.

As the results showed in Figure 5, the lower LHV of ethanol-water blends played a larger role than their density, since the sfc values of the blends had increased along with the water concentration. As mentioned before, the higher LHV of CNG, among all tested fuels, was determinant for the lowest values of sfc reported.

Among ethanol blends, the fuel consumption and sfc for E88W12 had an average increase of about 13% in relation to E95W05. In this sense, Ambrós et al. [47] evaluated the performance and emissions of an Otto cycle engine, fueled with various ethanol-water blends. The tests carried out with E90W10 resulted in an increase in fuel consumption and sfc of about 14% and 9%, respectively, over Brazilian commercial hydrous ethanol (E95W05). It was reported, in another work, that for the same load and engine speed operation, the addition of water led to a decrease in global efficiency and NOx emissions, while increased bsfc, CO and aldehyde emissions [48]. This outline is similar to the results found in this work.

In addition, regarding the test points time occurrence in the cycle, the operation with CNG at idling point would result in a fuel consumption of about 39 g, whereas E27, E95W05 and E88W12 would demand 49 g, 68 g and 77 g, respectively, at idling condition throughout the entire cycle.

Considering specific fuel consumption and the LHV of the fuels, the fuel conversion efficiency (overall efficiency) of the vehicle running on each fuel test was very similar, as it stood within the measurement uncertainty range (Figure 6).

The fuel conversion efficiency (η_f) increased with engine demand reaching a zone of greater efficiency for the test points 4 (45.22 km/h and 4.42 kW/ton normalized brake power) and 5 (48.34 km/h and 4.72 kW/ton normalized brake power). It is worth mentioning that the maximum wheel torque at the engine operation zone related to test points 2 and 3 is lower than for test points 4 and 5. So, the amount of energy spent by the engine accessories could have been more relevant for the test 2 and 3 than for test 4 and 5, resulting in lower fuel

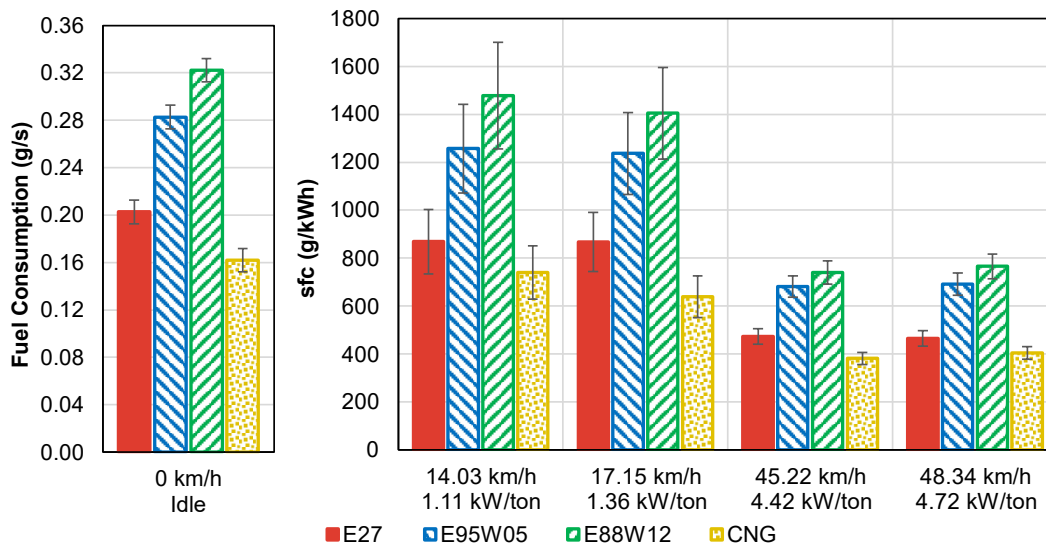


Fig. 5 Fuel consumption and sfc versus wheel speed and power with different fuels.

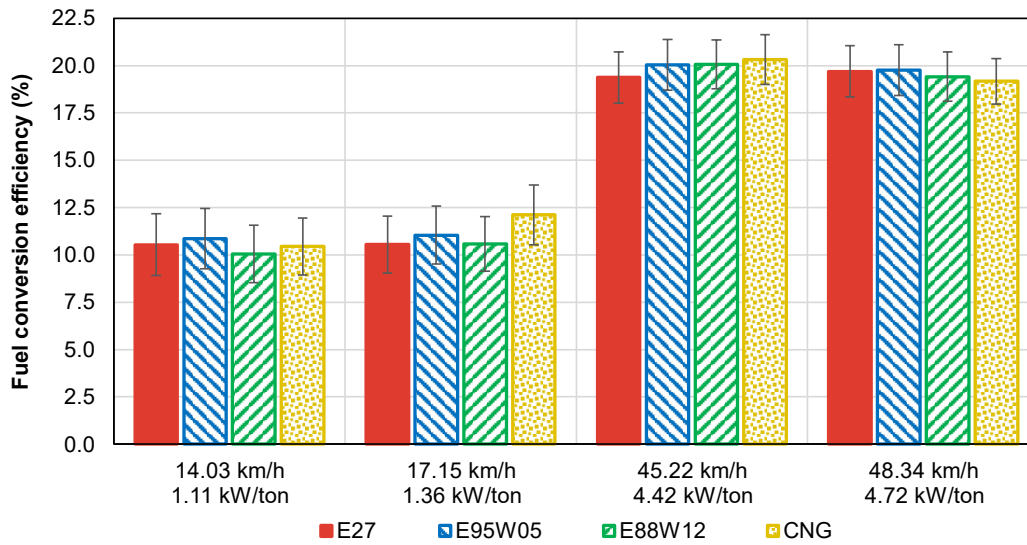


Fig. 6 Fuel conversion efficiency versus wheel speed and power with different fuels.

conversion efficiency. In addition, the low efficiency values reported can also be attributed to the idle operation on the low load points since these conditions correspond to the inferior boundary of the engine operation map.

Despite the low load points resulting in fuel conversion efficiency of about 10%, the results of the test 4 and 5 are comparable to the low load and speed average found in the literature. The study presented by Fernandez et al. [49] reported overall net brake efficiency values of a PFI SI engine running on anhydrous ethanol around 24%, on average, over all engine operation map, while at low load and speed it accounted for 22.6%. In this work, liquid fuels resulted in a similar average value. Also, when considering the medium LHV value for CNG composition, the resulted η_f is similar to E27 results. It was reported by Jahiril et al. [7] an average absolute increase of 1.6% in brake thermal efficiency with the use of CNG compared to gasoline.

The fuel conversion efficiency analysis, regarding the noticeable difference between the results of the lower (test 2 and 3, @ about 1300 rpm of engine speed) and higher load points (test 4 and 5, @ about 2500 rpm of engine speed)), can also be related to the values of volumetric and combustion efficiency (Figure 7 and Figure 8), exhaust temperature (Figure 9), and also thermal efficiency, regarding the heat transfer to the cylinder walls, which may have increased at the low-speed points.

It is worth of mention that considering the measurement uncertainties, the reported results are similar.

Compared to the E27 results, the volumetric efficiency for ethanol operation was reduced. These findings indicated that despite the cooling effect of ethanol, the higher volatility of the E27 may have led to more fuel evaporation at such temperatures, as the Reid Vapor Pressure of gasoline is much higher than ethanol, as well as its initial evaporation temperature is lower

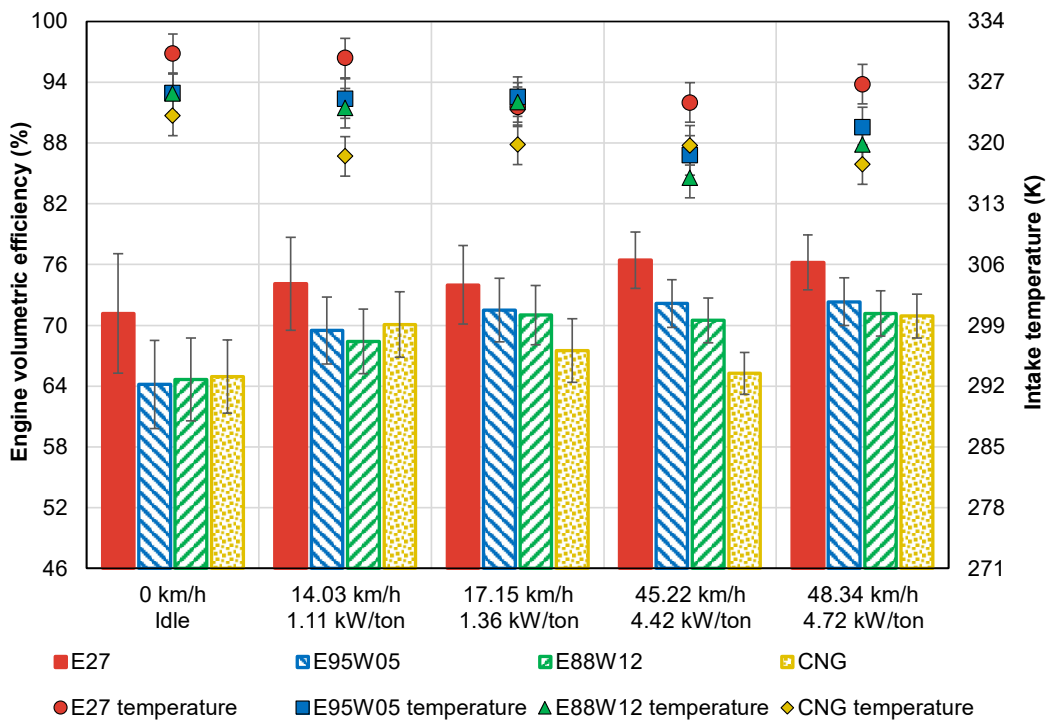


Fig. 7 Engine volumetric efficiency and intake temperature versus wheel speed and power with different fuels.

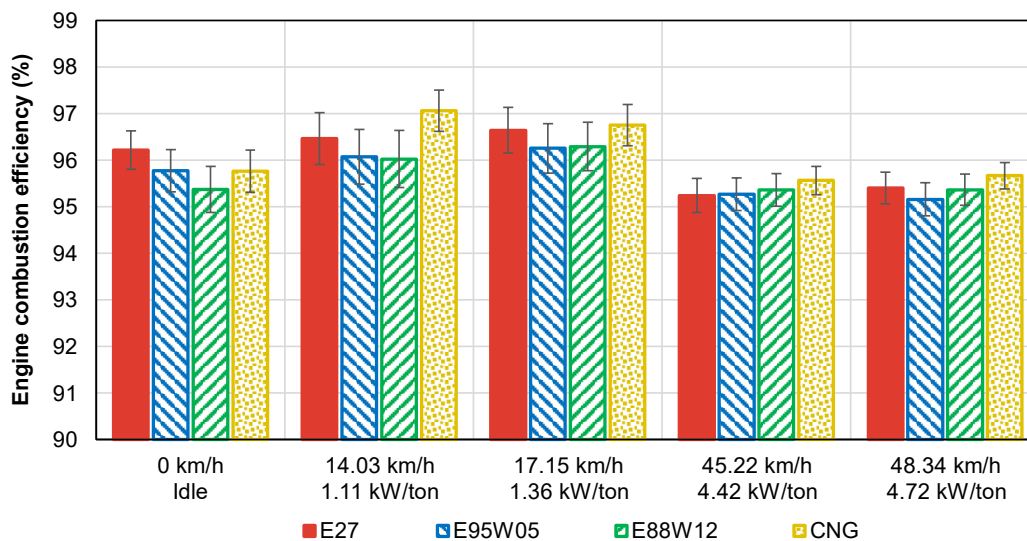


Fig. 8 Engine combustion efficiency versus wheel speed and power with different fuels.

[50]. Hence, the intake air flow may have been increased to compensate the amount of air displaced by gasoline vapor. On the other hand, despite the displacement resultant of the CNG operation, its density led to an average decrease of 7.8% towards E27.

Regarding the ethanol blends, despite the higher density of E88W12, fuel vaporization may have been compromised due to higher heat of vaporization, compared to E95W05, leading to reduced volumetric efficiency values. At idling operation, however, the time availability provided enhanced heat absorption and evaporation, resulting in higher volumetric efficiency values for E88W12 compared to E95W05.

In terms of intake temperature, the results for all cases were similar and stood in the range of 316 to 330 K. The cooling effect of ethanol blends provided an average reduction of about 4 and 5 K for E95W05 and E88W12, respectively. The lower temperature values reported for CNG may be a result of the expansion through the fuel injection system. The cylinder where the gaseous fuel was stored was kept at the pressure of 100 bar, following the fuel line to the engine and prior to the PFI injection, the CNG experiences an expansion to 2.5 bar, which resulted in a temperature drop of the intake temperature, as shown Figure 8.

In general, the volumetric efficiency results displayed a growth trend as load and engine speed were increased. Such trend was not possible to observe for the CNG operation. This could be explained by the variations linked to the λ value during the test conditions of test 3, 4 and 5. Regarding tests 1 and 2, the volumetric efficiency of CNG was similar to ethanol blends, because CNG was on leaner operation ($\lambda = 1.01$). While, in test 4, when running on CNG the operation ($\lambda = 0.97$) was richer than ethanol blends ($\lambda = 0.99$). In addition, in test 5, CNG operated with $\lambda = 0.98$. Due to the high air/fuel stoichiometric ratio and low density of CNG (Table 3) these variations experienced in the range of lean-to-rich operation can heavily influence the volumetric efficiency results. So, although the operation with ethanol blends also experienced rich λ values for test 4 and 5, the CNG operation endured the greater decreases in volumetric efficiency. The operation with E27 resulted in leanest λ values for all cases, which contributed for the best volumetric efficiency values.

The study presented by Pourkhesalian [51] reported a decrease in volumetric efficiency of 8% for anhydrous ethanol and of 12% for methane, compared do gasoline. The decrease in ethanol was justified by the reduction of the air/fuel ratio of the fuel. Regarding the CNG, even though it has the highest stoichiometric air/fuel ratio, its density is much lower than other liquid fuels, which results in lower volumetric efficiency. Also, Khan et al. indicated a reduction of 10% in volumetric efficiency with the use of CNG due to the displacement demanded by the gaseous fuel in the intake system [6].

In addition, throughout the results of the volumetric efficiency, in Figure 8, one may say that the fuel conversion efficiency was compromised due to low

volumetric efficiency values. The gasoline operation for the higher load points tested (test points 4 and 5), in Figure 8, resulted in an average volumetric efficiency increase of 2%, compared to the test points 2 and 3, which could have enhanced the fuel conversion efficiency observed for test points 4 and 5 (Figure 6). The increase in volumetric efficiency at these higher load points for operation with CNG and ethanol blends was not as clear as it was for gasoline operation.

The combustion efficiency assessment indicated that all fuels provided similar combustion performance (Figure 8). Furthermore, when comparing wet and hydrous ethanol blends in the higher load operating points (test 4 and 5), the E88W12 provided better combustion efficiency results. Also, the CNG resulted in the best combustion efficiency values, except for the idle condition. This could be an effect of the improved mixture homogenization, provided by the gaseous fuel.

Since there were no considerable differences between the volumetric efficiency for the lower and higher load test points, and there was an overall reduction on combustion efficiency, one may assume that the difference of about 10% in fuel conversion efficiency may be related with thermal efficiency, as indicated by the exhaust temperature results (Figure 9). In this sense, a difference of about 100 K was reported for exhaust temperature values for operation at lower and higher loads. Furthermore, since the results of fuel conversion efficiency were similar for all fuels, and the E27 operation resulted in the highest values of volumetric efficiency, one can say that thermal efficiency of E95W05 and E88W12 were higher than E27.

The exhaust temperature of the wet ethanol blend (E88W12) at idle operation was significantly lower compared to the values for loaded measurement points, as it can be seen in Figure 9. This reduced temperature for wet ethanol could be a concern for the current exhaust aftertreatment technologies of SI engines, since the light-off temperature is necessary to enable suitable values of Three-Way-Catalyst conversion efficiency [52]. In this sense, low exhaust temperature for CNG operation may also be an issue regarding the catalytic conversion of CH_4 [53]. The exhaust temperature results for E27 operation were in general lower than CNG. As it was discussed before, this trend may be related to the E27 evaporation in the intake system, which happened to minimize heat absorption and vaporization in the combustion chamber, increasing exhaust temperatures.

In addition, the lower exhaust temperature results for operation with ethanol blends, may be a reflection of in-cylinder and combustion temperatures, which is also determinant for the NO_x Zeldovich's formation mechanism [54], as it resulted in the NO_x emissions reduction showed in the next section. Besides, the increasing pattern in exhaust temperature at higher speed and load points may be linked to the improvement in THC emissions.

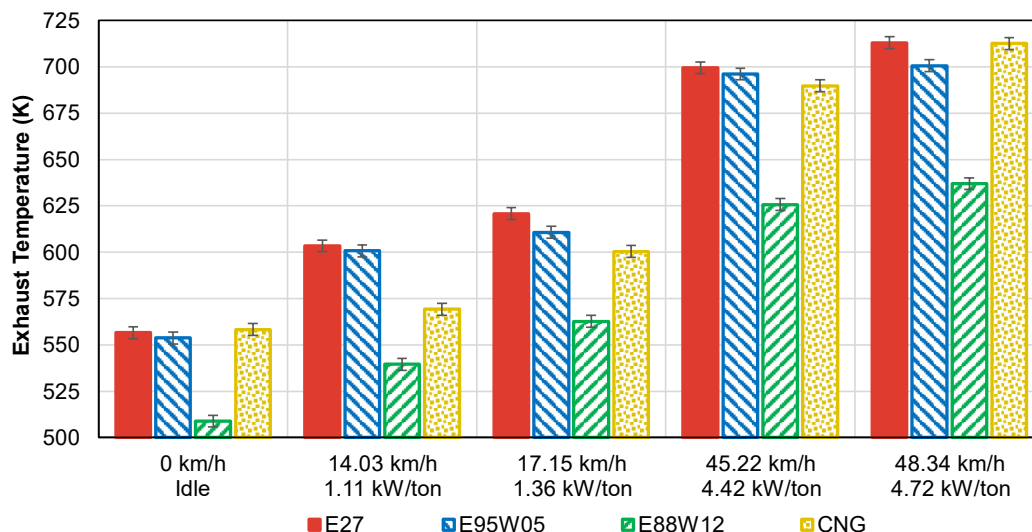


Fig. 9 Exhaust temperature versus wheel speed and power with different fuels.

3.3. Emissions

The effects of exhaust temperatures were determinant for THC, alcohols and aldehydes emissions, presented in Figure 10. The tests on lower load, and thus lower exhaust temperatures, resulted in higher amount of these compounds. Also, as E88W12 resulted in the lowest exhaust temperature value for every test point, the emissions of THC, alcohols and aldehydes summed were also the highest among all fuels, except test point 3.

The use of gasoline was responsible for the higher unburned hydrocarbon emissions in the exhaust system for all the points tested, except the idle condition. This exception may be a result of the fuel vaporization effect due to its higher volatility, as mentioned before (section 3.2). The early E27 vaporization may have contributed for an improved charge homogenization, reducing crevices trapping. The emissions of THC for the CNG fuel, however, were mainly caused by methane slip, as CH₄ specific emissions represented in average 75% of the total hydrocarbon emissions. In this sense, CNG resulted in the highest emission values of CH₄, among the fuels tested. Despite the highest THC emission value in idle operation, CNG results for unburned hydrocarbons among the other engine points tested were midway values between E27 and the ethanol blends. Regarding aldehydes emissions, the CNG operation resulted in

low values of acetaldehyde (MeCHO) emissions, however, the formaldehyde (HCHO) emissions were similar to the E27 values, as a result of CH₄ oxidation. Despite of this, regarding the sum of THC, alcohols, and aldehydes, CNG presented the best values among all fuels. This result could be an effect of the molecular formula of CNG, which has a higher H/C ratio compared to the other fuels. The reduced THC emissions of CNG compared to gasoline operation is in accordance with some of the work found in the literature [12,55].

The ethanol blends resulted in a general reduction of THC in relation to gasoline. This THC reduction, however, was compensated with the increased emissions of alcohols and aldehydes. Regarding the sum of this parameters (THC, alcohols and aldehydes) E95W05 and E88W12 resulted in the highest emission values, in average. Consequently, it resulted in the lowest combustion efficiency (Figure 8) values among all fuels, except for E95W05 in idle operation. The increase in water content also affected emissions, as the use of E88W12 resulted in higher THC emissions than E95W05 for all measured points, which is an effect of reduced laminar flame speed and combustion temperature [56]. In terms of aldehydes emissions, the reported values for liquid fuels stayed correlated with the exhaust temperature, once this species are mainly formed in the exhaust system at low temperatures [48].

The NO_x emissions results are presented in Figure 11 with different scales for the sake of comparison. It was reported a great reduction with the use of

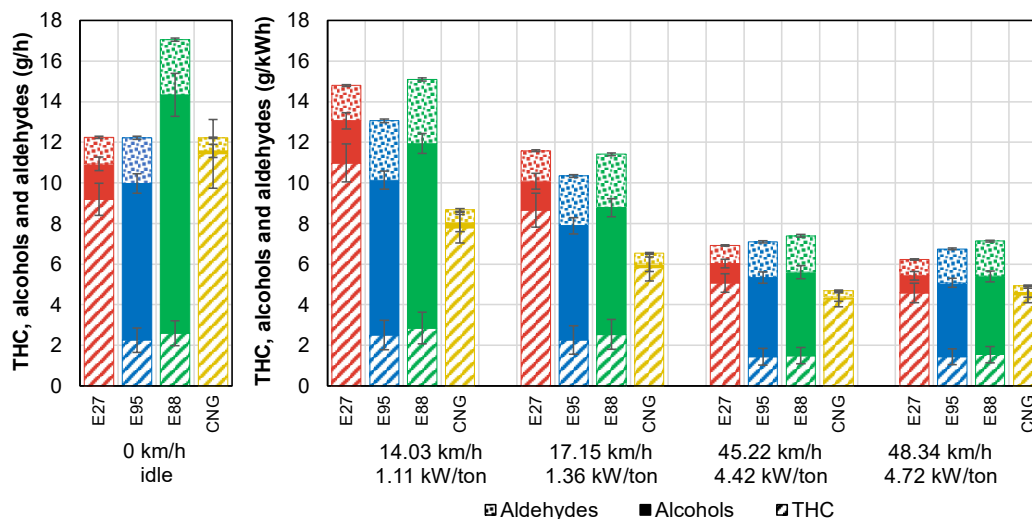


Fig. 10 THC, alcohols and aldehydes exhaust emissions versus wheel speed and power with different fuels.

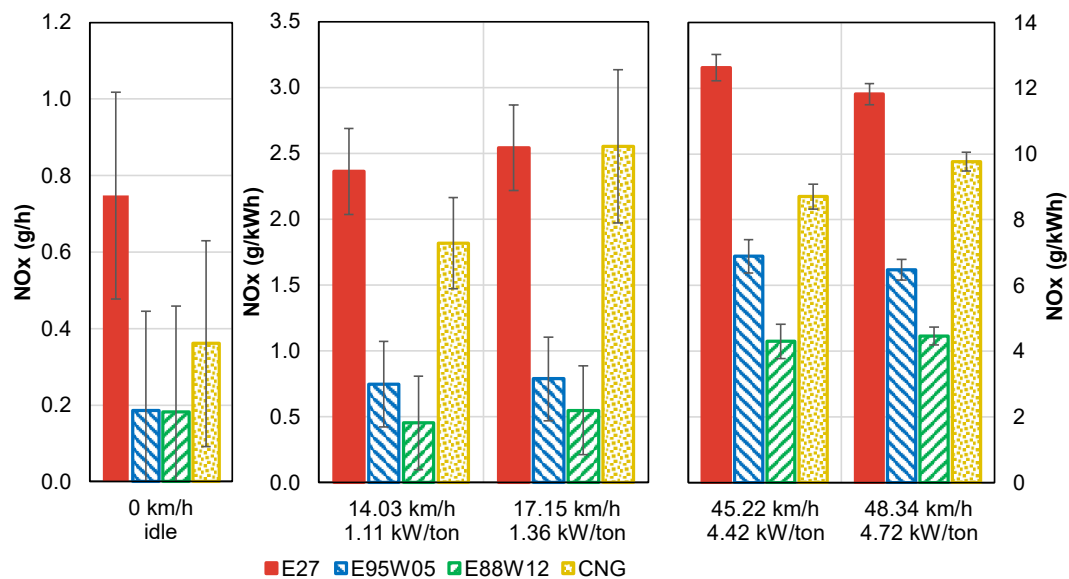


Fig. 11 NO_x exhaust emissions versus wheel speed and power with different fuels.

ethanol blends, especially with the use of E88W12. Whereas E27 presented the highest emission values of this compound for all points tested. The NO_x concentrations were heavily influenced by load and temperature, as it can be seen comparing the magnitude difference of the concentrations between the first three points and the last two points. Furthermore, some research in the literature suggests the effect of EGR applied to SI engines as a NO_x reduction mechanism [57], which may be the reason of this large reduction found at idling and low load operation (for all fuels tested). In terms of ethanol properties, the heat of vaporization, and thus the cooling effect, may have led to a reduction in NO_x emissions, compared to gasoline and CNG.

The reduced NO_x results found in this study for the wet and hydrous ethanol operation agree with other studies that compared ethanol-gasoline blends [16,18,23,27,58]. In addition, Lanzasova et al. evaluated the effects of residual gas trapping and high water concentration fuels to conclude that the charge cooling effect of high water concentration in fuel blends surpassed the effects of in-cylinder residual gas trapping [56]. Thus, the presence of water contributed to reducing peak temperatures during combustion, leading to a reduction in NO_x emissions [59]. In this sense, it was reported a NO_x average reduction of 50% for anhydrous ethanol in relation with gasoline and a further reduction for wet ethanol.

According to previous works [30,11,12,55], NO_x emissions for the CNG fuel were supposed to be higher when compared to ethanol and gasoline operations. The latter was not the case in this study. This difference may be a result of the richer operation for CNG (in test points 3, 4 and 5), and also the lower adiabatic flame temperature of CNG, which is lower for fuels with higher H/C ratio [60]. Furthermore, regarding the volumetric efficiency and volatility of E27, as discussed in section 3.2, gasoline may have been early vaporized in the intake system. Hence, the increased temperature led to higher NO_x emissions. The reduced NO_x emissions for ethanol blends agree with the low exhaust temperatures presented earlier in this work.

The CO emissions (Figure 12) at idle (expressed in g/h) and at test points 2 and 3 were clearly higher for the ethanol fuels, while gasoline and CNG operation resulted in virtually the same concentration. These results can be associated with the air excess factor, at such tests points ethanol blends operated with close-to-stoichiometric mixtures ($\lambda = 0.99$) while E27 operated with stoichiometric-to-lean mixtures ($\lambda = 1.01$). Moreover, one could say that CO emissions from CNG and gasoline operation presented no apparent association with load nor engine speed. As for all the points tested in this work the specific emissions of such compound were nearly the same value (around 60 g/kWh) for these two fuels.

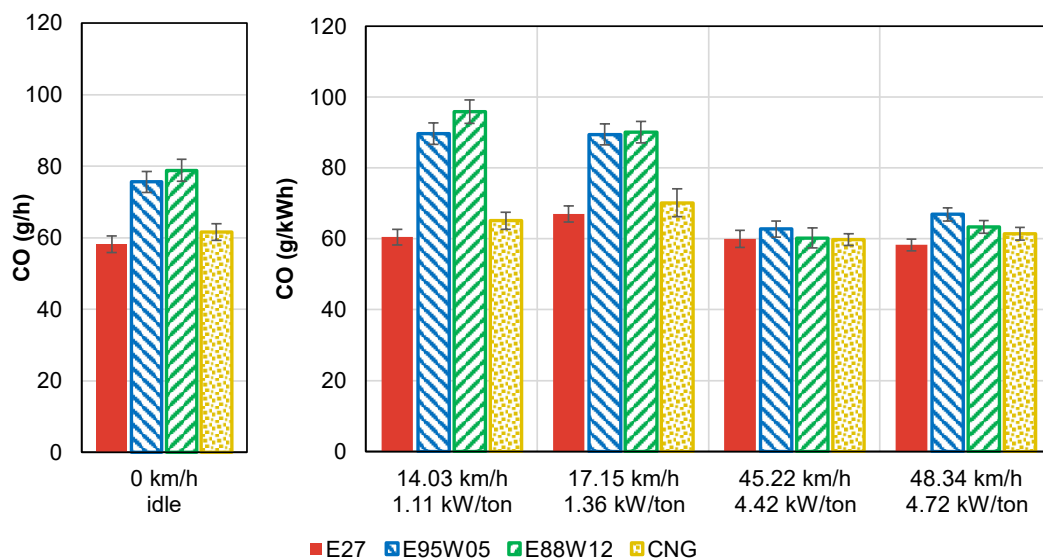


Fig. 12 CO exhaust emissions versus wheel speed and power with different fuels.

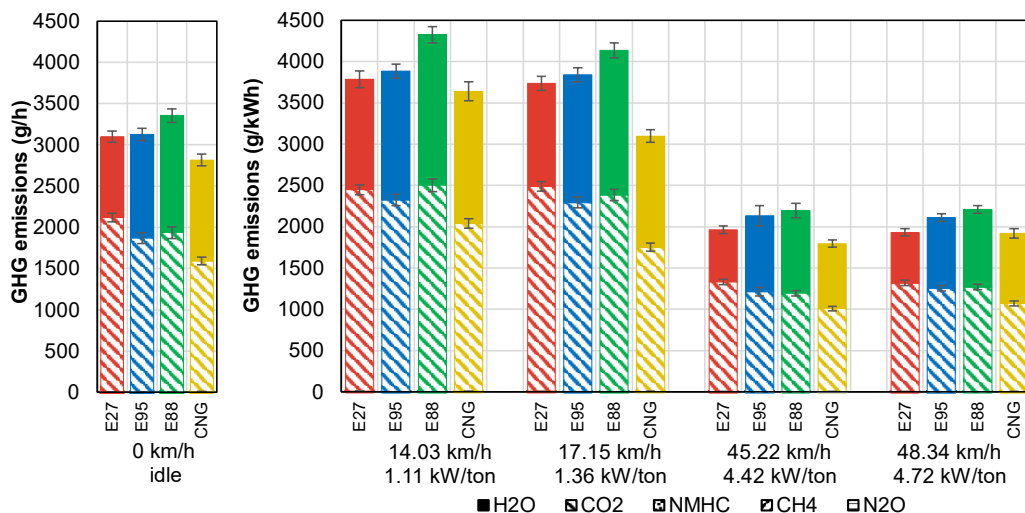


Fig. 13 Greenhouse gases exhaust emissions versus wheel speed and power with different fuels.

Among all the fuels tested, the gasoline operation resulted in the lowest carbon monoxide emissions and it was also the one fuel that was able to stay in the lean-to-stoichiometric range throughout all the five tested points. Despite of this, the CO emissions from CNG were comparable to E27 operation, in average about 5% higher. Regarding the ethanol blends, E88W12 provided reduced emissions of CO, compared to E95W05, at higher load operation. Outlining the improvement in combustion efficiency with the use of E88W12, as it was showed in the Figure 8. Regarding the reduction in CO emissions with the use of ethanol compared to gasoline, the literature is not clear on the subject particularly because CO emissions are very air-fuel sensitive. Some studies reported reductions, as ethanol is an oxygenated fuel [13,18,23,61], whereas others outlined increases in CO [27,28,48] due to the lower temperature combustion when both fuels operate at MBT, which agrees with the results found in this work.

The emissions of greenhouse gases (GHG) were summed and compiled in a graph shown in Figure 13. Although the emissions of CH₄, NMHC and N₂O may have greater contributions to the greenhouse effect (e.g., methane emission is known to be 25 times severer than CO₂) [42] their values were not comparable to CO₂ and H₂O emissions, at the point where is almost impossible to be seen in Figure 13.

For all points tested in this work, natural gas emitted the least amount of CO₂ among the other fuels. The CO₂ emissions results reported in this work were somehow associated with the fuel consumption, as well as with the ratio between number of carbon atoms and the molecular mass of each fuel. Therefore, even though the operation with ethanol blends demanded higher fuel mass flow, the molecular characteristics of the ethanol were able to provide reduced CO₂ emissions compared to gasoline.

In terms of the total GHG emissions, the ethanol blends presented the highest values, while CNG exhibited the lowest values for all points tested. The performance of the ethanol blends was affected by their higher water content. As far as CO₂ emissions, E27 was responsible for the higher exhaust values; however, the H₂O emissions of the ethanol blends played the major role in this case. In this sense, from a tank-to-wheel viewpoint, the results obtained in this work indicated the wet ethanol blend (E88W12) as the main threat to the greenhouse effect, whereas CNG can be considered the fuel with the greatest potential to reduce global warming.

3.4. Full load performance

Through the analysis of the performance curves in Figure 14, it is possible to state that, in general, the operation with E95W05 resulted on the highest torque and power values, while CNG resulted in the lowest. E27 performance results were between ethanol and CNG in general, apart from low vehicle speeds, under 37 km/h (1400 rpm @ 4th gear), in which the E27 performance

was the worst as a result of retarded spark timings to avoid knocking combustion.

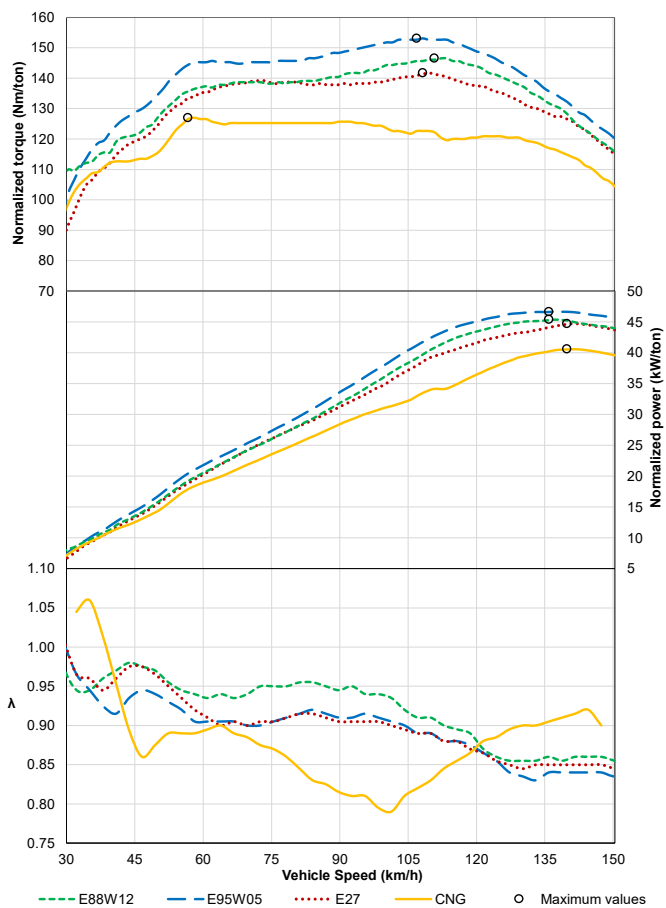


Fig. 14 Normalized torque, normalized power, and air excess factor versus vehicle speed at wide-open throttle operation.

Compared to E27, E95W05 corresponded to an increase of 3.6% in maximum power, while E88W12 increased 0.9% and CNG happened to reduce maximum power in 10.3%. The power loss with the use of CNG, in general, could be explained due to the reduced volumetric efficiency, as well as the longer combustion duration reported [55]. Also, through experimental analysis

with an oscilloscope it was identified that the CNG injectors saturated at about 100 km/h (3800 rpm @ 4th gear). Thus, since the gaseous fuel injectors reached their limiting capacity, the air-fuel mixture became leaner as reported in Figure 14. In this sense, CNG provided similar performance values to the other fuels at low speeds, under 60 km/h (2200 rpm @ 4th gear), in which the power loss was less critical.

For the ethanol blends, compared to E27, the performance improvement may have occurred because of enhanced volumetric efficiency at WOT, fast burn of the fuel, combustion stability and higher cylinder pressure allowed by ethanol combustion, since these are advantages in relation to gasoline operation [20,28]. The higher water content of E88W12 may have resulted in slower combustion and lower flame temperature than E95W05, as shown in other studies [36,62]. Besides, the leaner operation of E88W12, compared to E95W05, resulted in reduced maximum brake power and torque by about 3% and 4%, respectively. This leaner behavior of E88W12 throughout the speed range may be a result of inefficient combustion or even oxygen dissociation promoted by the water addition in the fuel.

4. Summary

In this work, performance parameters, fuel efficiency and emissions of a compact sedan vehicle operating with E27, E95W05, E88W12 and CNG over the key points of the WLTC-3B were assessed. The main findings are outlined below:

- (1) By the performance of the WLTC-3B driving cycle it was possible to identify three main vehicle operation zones. These are the idle operation and the zones around 31 Nm/ton specific torque @ 15 - 20 km/h, and 38 Nm/ton specific torque @ 45 - 65 km/h. Thus, these operation zones can be considered of great importance in the evaluation of light-duty vehicle driving parameters and should be assessed.
- (2) The operation with CNG provided the best fuel economy, minimum amount of GHG emissions, as well as the lowest emissions values regarding the sum of THC, alcohols and aldehydes, at loaded points. Despite of this, CNG happened to reduce wheel power in 10% in most part of the WOT conditions, except for vehicle speeds under 60 km/h (2200 rpm @ 4th gear), in which the performance was similar to E27. Thus, one may state that CNG would have its operation optimized on low speed traffic conditions, as in an urban environment. Also, unburned methane emissions and the low exhaust temperature values reported, may be a concern to CH₄ catalyst efficiency.
- (3) Brazilian commercial ethanol (E95W05) provided the highest wheel power and torque throughout the whole engine speed range. At the WLTC points, it was able to reduce NO_x emissions compared to CNG and E27, although it required higher fuel consumption and sfc values. Alongside with E88W12, they were also responsible for increased CO emissions, total GHG, as well as the sum of THC, alcohols and aldehydes emissions, compared to the other fuels.
- (4) The operation with wet ethanol (E88W12) yielded the lowest values of NO_x and increased emissions of THC, alcohols and aldehydes. The water addition for this blend, compared to hydrous ethanol (E95W05), reduced CO emissions and increased engine combustion efficiency at higher loads. It also led to increased fuel consumption and reduced operation temperatures, that may be critical to TWC operation. The volumetric and fuel conversion efficiencies were the worst among all liquid fuels due to its stoichiometry.
- (5) The gasoline (E27) operation accounted for the worst NO_x, THC and CO₂ emission values among all fuels. Whereas, it presented the lowest CO emissions in all points tested, and lowest THC emissions at idle operation (the most representative condition found for the WLTC). In addition, E27 operation provided the best volumetric and combustion efficiencies. The fuel conversion efficiency, however, was similar to the values of E95W05 and CNG.
- (6) Regarding the sum of the GHG emissions, CNG operation resulted in the lowest values among all fuels, whereas E88W12 resulted in the highest.

Although methane slip accounted for about 75% of THC emissions, for CNG operation, CH₄ emission values were not comparable to CO₂ and H₂O emissions. The values of CO₂ emissions from ethanol blends operation were between the E27 and CNG results. The ethanol emissions of H₂O were, however, the highest among all fuels tested.

Overall, CNG emerges as a suitable option for environment friendly emissions and fuel consumption. Despite of this, the tradeoff between emissions, fuel consumption and performance must be considered. For the liquid fuels, the Brazilian commercial gasoline exhibited best fuel consumption results and reduced CO emissions, although this one could be simply converted on a TWC. Commercial ethanol provided increased performance, low NO_x and THC, but higher CO, alcohols and aldehydes emissions. In addition, the ethanol with higher water composition was responsible for increased combustion efficiency and CO emission reduction at higher loads, besides a great reduction in exhaust temperature. It may also pose homogeneity issues at temperatures below 20 °C for flex-fuel vehicles where more than one type of fuel may be present in the vehicle's tank. Therefore, the possible improvements achieved when running with wet ethanol (higher water content) at higher engine loads can be an item to be assessed in further research. Also, regarding the idling operation, the adoption of engine strategies such as the start-stop technology would provide reduced fuel consumption and emissions related to the most frequent operation point of the WLTC.

Acknowledgements

The authors would like to acknowledge the Brazilian council for scientific and technological development (CNPq – Brasil); the Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado do Rio Grande do Sul (FAPERGS); the Pró-Reitoria de Pós-Graduação e Pesquisa from the Federal University of Santa Maria (PRPGP – UFSM); Mr. Bertold Arlitt from AVL Emission Test System; Prof. Mario Eduardo Santos Martins, PhD., and the Engines Research Group team (GPMOT – UFSM) for supporting this research.

References

- [1] United Nations Environment Programme. Emissions Gap Report 2019. Nairobi: 2019.
- [2] United Nations Framework Convention on Climate Change (2015). Paris agreement. 2015.
- [3] IEA (2019). Tracking Transport 2019. <https://www.iea.org/reports/tracking-transport-2019> (accessed January 28, 2020).
- [4] United States Environmental Protection Agency (EPA). Inventory of U.S. greenhouse gas emissions and sinks: 1990-2018 2020.
- [5] International Council on Clean Transportation (ICCT). European vehicle market statistics 2019/20. 2019.
- [6] Khan MI, Yasmeen T, Shakoor A. Technical overview of compressed natural gas (CNG) as a transportation fuel. *Renew Sustain Energy Rev* 2015. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.06.053>.
- [7] Jahurul MI, Masjuki HH, Saidur R, Kalam MA, Jayed MH, Wazed MA. Comparative engine performance and emission analysis of CNG and gasoline in a retrofitted car engine. *Appl Therm Eng* 2010;30:2219–26. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.05.037>.
- [8] Ramasamy D, Goh CY, Kadrigama K, Benedict F, Noor MM, Najafi G, et al. Engine performance, exhaust emission and combustion analysis of a 4-stroke spark ignited engine using dual fuel injection. *Fuel* 2017;207:719–28. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.06.065>.
- [9] Mohamad TI, Abdullah S, Yusoff A Bin. Experimental Investigation of Performance and Emission of a Sequential Port Injection Natural Gas Engine. *Eur J Sci Res* 2009;30:204–14.
- [10] Aslam MU, Masjuki HH, Kalam MA, Abdesslem H, Mahlia TMI, Amalina MA. An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle. *Fuel* 2006;85:717–24. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2005.09.004>.
- [11] Gharehghani A, Hosseini R, Mirsalim M, Yusaf TF. 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;158:488–93. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.05.067>.
- [12] Xu Y, Zhang Y, Gong J, Su S, Wei Z. Combustion behaviours and emission characteristics of a retrofitted NG/gasoline dual-fuel SI engine with various proportions of NG-gasoline blends. *Fuel* 2020;266:116957. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116957>.
- [13] Dardiotis C, Fontaras G, Marotta A, Martini G, Manfredi U. Emissions of modern light duty ethanol flex-fuel vehicles over different operating and environmental conditions. *Fuel* 2015;140:531–40. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.09.085>.
- [14] Costagliola MA, Prati MV, Florio S, Scorletti P, Terna D, Iodice P, et al. Performances and emissions of a 4-stroke motorcycle fuelled with ethanol/gasoline blends. *Fuel* 2016;183:470–7. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.06.105>.

- [15] Suarez-Bertoa R, Zardini AA, Keuken H, Astorga C. Impact of ethanol containing gasoline blends on emissions from a flex-fuel vehicle tested over the Worldwide Harmonized Light duty Test Cycle (WLTC). *Fuel* 2015;143:173–82. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.10.076>.
- [16] Hernandez M, Menchaca L, Mendoza A. Fuel economy and emissions of light-duty vehicles fueled with ethanol–gasoline blends in a Mexican City. *Renew Energy* 2014;72:236–42. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.07.018>.
- [17] Melo TCC De, MacHado GB, Belchior CRP, Colaço MJ, Barros JEM, De Oliveira EJ, et al. Hydrous ethanol-gasoline blends - Combustion and emission investigations on a Flex-Fuel engine. *Fuel* 2012;97:796–804. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.03.018>.
- [18] Balki MK, Sayin C, Canakci M. The effect of different alcohol fuels on the performance, emission and combustion characteristics of a gasoline engine. *Fuel* 2014;115:901–6. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.09.020>.
- [19] Hill J. Environmental costs and benefits of transportation biofuel production from food- and lignocellulose-based energy crops . A review. *Agron Sustain Dev Springer Verlag / EDP Sci / INRA* 2007;27:1–12. <https://doi.org/10.1051/agro:2007006>.
- [20] Thangavelu SK, Ahmed AS, Ani FN. Review on bioethanol as alternative fuel for spark ignition engines Review. *Renew Sustain Energy Rev* 2015;56:820–35. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.11.089>.
- [21] Hsieh WD, Chen RH, Wu TL, Lin TH. Engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuels. *Atmos Environ* 2002;36:403–10. [https://doi.org/10.1016/S1352-2310\(01\)00508-8](https://doi.org/10.1016/S1352-2310(01)00508-8).
- [22] Costa RC, Sodré JR. Hydrous ethanol vs. gasoline-ethanol blend: Engine performance and emissions. *Fuel* 2010;89:287–93. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2009.06.017>.
- [23] Roso VR, Santos NDSA, Alvarez CEC, Rodrigues Filho FA, Pujatti FJP, Valle RM. Effects of mixture enleanment in combustion and emission parameters using a flex-fuel engine with ethanol and gasoline. *Appl Therm Eng* 2019;153:463–72. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.012>.
- [24] Abdollahipoor B, Shirazi SA, Reardon KF, Windom BC. Near-azeotropic volatility behavior of hydrous and anhydrous ethanol gasoline mixtures and impact on droplet evaporation dynamics. *Fuel Process Technol* 2018;181:166–74. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2018.09.019>.
- [25] Lanzanova TDM. Experimental investigations of anhydrous and wet ethanol combustion in a spark ignition engine 2017:261.
- [26] Martins MES, Sari R, Machado PRM, Lanzanova TDM, Vielmo HA. Low cost wet ethanol fuel: benefits and challenges. 21st Aachen Colloq Automob Engine Technol 2012.
- [27] Fagundez JLS, Sari RL, Martins MES, Salau NPG. Experimental evaluation of the emissions in an Otto cycle engine operating with hydrous and wet ethanol under different compression ratios, 2018. <https://doi.org/10.4271/2018-36-0277>.
- [28] Turner D, Xu H, Cracknell RF, Natarajan V, Chen X. Combustion performance of bio-ethanol at various blend ratios in a gasoline direct injection engine. *Fuel* 2011;90:1999–2006. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2010.12.025>.
- [29] Zhou Z, Jiang H, Qin L. Life cycle sustainability assessment of fuels. *Fuel* 2007;86:256–63. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2006.06.004>.
- [30] Ran Z, Hariharan D, Lawler B, Mamalis S. Experimental study of lean spark ignition combustion using gasoline, ethanol, natural gas, and syngas. *Fuel* 2019;235:530–7. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.08.054>.
- [31] Heywood JB. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. vol. 21. 1988. <https://doi.org/10987654>.
- [32] Economic Commission for Europe of the United Nations. Regulation No 49 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE). 2013.
- [33] ISO. Uncertainty of measurement — Part 3: Guide to the expression of uncertainty in measurement (GUM:1995) Incerititude. *Iso/lec Guid 98-32008(E)* 2008. <https://doi.org/10.1373/clinchem.2003.030528>.
- [34] Brazilian Automotive Industry Association (ANFAVEA). *Brazilian Automotive Industry Yearbook* 2019. 2019.
- [35] T. C. C. De Melo, G. B. MacHado, E. J. De Oliveira, C. R. Pereira Belchior, M. J. Colaço, and D. G. De Oliveira, “Different hydrous ethanol-gasoline blends - FTIR emissions of a flex-fuel engine and chemical properties of the fuels,” *SAE Tech. Pap.*, 2011, doi: 10.4271/2011-36-0080.
- [36] Koupaie MM, Cairns A, Vafamehr H, Lanzanova TDM. A study of hydrous ethanol combustion in an optical central direct injection spark ignition engine. *Appl Energy* 2019;237:258–69. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.12.093>.
- [37] Castro AC, Koster CH, Franieck EK. Flexible Ethanol Otto Engine Management System. *SAE Tech Pap* 1994.
- [38] Agência Nacional do Petróleo Gás Natural e Biocombustíveis - ANP. *Anuário estatístico brasileiro do petróleo, gás natural e biocombustíveis: 2019*. Rio de Janeiro: 2019.
- [39] United Nations. *GTR 15 - Global Registry Worldwide Harmonized Light vehicles Test Procedure*. 2014.
- [40] P. F. Dunn, *Measurement and Data Analysis for Engineering and Science*. CRC Press, 2014.
- [41] Winkler A, Eyssler A, Mägli A, Liati A, Dimopoulos Eggenschwiler P, Bach C. Fuel impact on the aging of TWC's under real driving conditions. *Fuel* 2013;111:855–64. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2013.04.014>.
- [42] Jacob DJ. *Introduction To Atmospheric Chemistry*. Princeton, New Jersey: Princeton University Press; 1999.
- [43] Mazer MFP, Hatschbach LS, dos Santos IR, Silveira JP, Garlet RA, Martins MES, et al. Comparison between the WLTC and the FTP-75 driving cycles applied to a 1.4 L light-duty vehicle running on ethanol. *SAE Tech. Pap.*, 2020. <https://doi.org/10.4271/2019-36-0144>.
- [44] Celik MB. Experimental determination of suitable ethanol-gasoline blend rate at high compression ratio for gasoline engine. *Appl Therm Eng* 2008;28:396–404. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.10.028>.
- [45] Mustafi NN, Miraglia YC, Raine RR, Bansal PK, Elder ST. Spark-ignition engine performance with “Powergas” fuel (mixture of CO/H₂): A comparison with gasoline and natural gas. *Fuel* 2006;85:1605–12. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2006.02.017>.
- [46] Thakur AK, Kaviti AK, Mehra R, Mer KKS. Progress in performance analysis of ethanol-gasoline blends on SI engine. *Renew Sustain Energy Rev* 2017;69:324–40. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.056>.
- [47] Ambrós WM, Lanzanova TDM, Fagundez JLS, Sari RL, Pinheiro DK, Martins MES, et al. Experimental analysis and modeling of internal combustion engine operating with wet ethanol 2015;158:270–8. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.05.009>.
- [48] Munsin R, Laoonual Y, Jugjai S, Imai Y. An experimental study on performance and emissions of a small SI engine generator set fuelled by hydrous ethanol with high water contents up to 40%. *Fuel* 2013;106:586–92. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.12.079>.
- [49] Fernandez M, Tomanik E, Carlini R. Comparison of the potential to reduce fuel consumption by engine energy losses mapping. *SAE Tech Pap* 2013;13. <https://doi.org/10.4271/2013-36-0221>.
- [50] Rodríguez-Antón LM, Hernández-Campos M, Sanz-Pérez F. Experimental determination of some physical properties of gasoline, ethanol and ETBE blends. *Fuel* 2013;112:178–84. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2013.04.087>.
- [51] Pourkhesalian AM, Shamekhi AH, Salimi F. Alternative fuel and gasoline in an SI engine: A comparative study of performance and emissions characteristics. *Fuel* 2010;89:1056–63. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2009.11.025>.
- [52] Stone R. *Introduction to Internal Combustion Engines*. 4th ed. Palgrave Macmillan UK; 2012.
- [53] Raj A. Methane emission control. *Johnson Matthey Technol Rev* 2016;60:228–35. <https://doi.org/10.1595/205651316X692554>.
- [54] Masum BM, Kalam MA, Masjuki HH, Palash SM. Study on the effect of adiabatic flame temperature on NO_x formation using ethanol gasoline blend in SI engine. *Adv Mater Res* 2013;781–784:2471–5. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.781-784.2471>.
- [55] Chen H, He J, Zhong X. Engine combustion and emission fuelled with natural gas: A review. *J Energy Inst* 2019;92:1123–36. <https://doi.org/10.1016/j.joei.2018.06.005>.
- [56] Lanzanova TDM, Dalla Nora M, Martins MES, Machado PRM, Pedrozo VB, Zhao H. The effects of residual gas trapping on part load performance and emissions of a spark ignition direct injection engine fuelled with wet ethanol. *Appl Energy* 2019;253. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113508>.
- [57] Wei H, Zhu T, Shu G, Tan L, Wang Y. Gasoline engine exhaust gas recirculation - A review. *Appl Energy* 2012;99:534–44. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.05.011>.
- [58] Suarez-Bertoa R, Zardini AA, Keuken H, Astorga C. Impact of ethanol containing gasoline blends on emissions from a flex-fuel vehicle tested over the Worldwide Harmonized Light duty Test Cycle (WLTC). *Fuel* 2015;143:173–82. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2014.10.076>.
- [59] Masum BM, Masjuki HH, Kalam MA, Rizwanul Fattah IM, Palash SM, Abedin MJ. Effect of ethanol-gasoline blend on NO_x emission in SI engine. *Renew Sustain Energy Rev* 2013;24:209–22. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.046>.
- [60] Glaude PA, Fournet R, Bounaceur R, Molière M. Adiabatic flame temperature from biofuels and fossil fuels and derived effect on NO_x emissions. *Fuel Process Technol* 2010;91:229–35. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2009.10.002>.
- [61] Koç M, Sekmen Y, Topgül T, Yücesu HS. The effects of ethanol-unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition engine. *Renew Energy* 2009;34:2101–6. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.01.018>.
- [62] Liang J, Li G, Zhang Z, Xiong Z, Dong F, Yang R. Experimental and Numerical Studies on Laminar Premixed Flames of Ethanol-Water-Air Mixtures. *Energy & Fuels* 2014;28:4754–61. <https://doi.org/10.1021/ef4024178>.

5 CONCLUSÕES

Esse trabalho buscou avaliar parâmetros de desempenho, eficiência energética e emissões de um veículo sedan compacto utilizando os combustíveis E27, E95W05, E88W12 e GNV sobre os pontos de operação mais recorrentes no ciclo WLTC-3B. As principais descobertas são descritas abaixo:

- Através da realização do ciclo de condução WLTC-3B, foi possível identificar três zonas de operação principais do veículo: a operação em marcha lenta; a zona ao redor de 31 Nm/ton de torque de roda (normalizado pela massa do veículo) na faixa de velocidades de 15 a 20 km/h; e a zona ao redor de 38 Nm/ton entre 45 a 65 km/h. Sendo que todas permanecem na faixa de potência de roda entre 0 e 10 kW/ton. Assim, essas zonas de operação podem ser consideradas de grande importância na avaliação de parâmetros de condução de veículos leves e devem ser analisadas em trabalhos da área.
- A operação com GNV resultou na melhor economia de combustível, menor quantidade de emissões de GEE, assim como os menores valores de emissões em relação à soma de THC, álcoois e aldeídos nos pontos de operação com carga. Apesar disso, o GNV levou à redução de potência nas rodas em cerca de 10%, na maior parte da faixa de operação em condição WOT, exceto em velocidades do veículo inferiores a 60 km/h (2200 rpm em 4ª marcha), nas quais o desempenho do GNV foi similar ao da gasolina. Desse modo, pode-se concluir que a utilização de GNV é otimizada em condições de operação de baixas velocidade, como em um ambiente de tráfego urbano. Ainda, as emissões de metano não queimado e os baixos valores de temperatura relatados, podem ser um problema em relação à eficiência dos catalisadores de CH₄.
- O etanol comercial brasileiro (E95W05) promoveu os maiores valores de potência e torque, pela maior parte da faixa de velocidades do veículo. Nos pontos representativos do WLTC, esse combustível foi capaz de reduzir as emissões de NO_x comparado à gasolina e ao GNV, embora tenha demandado maior consumo de combustível e apresentado maiores valores

de consumo específico. Juntamente com o E88W12, as misturas de etanol foram responsáveis por acrescer emissões de CO e GEE totais, assim como a soma das emissões de THC, álcoois e aldeídos, em comparação com os demais combustíveis.

- A utilização de etanol super-hidratado (E88W12) gerou os menores valores de emissões de NO_x entre todos os combustíveis, porém aumentou os níveis de emissões de THC, álcoois e aldeídos somados. A adição de água nesse combustível, comparado ao etanol hidratado (E95W05), reduziu as emissões de CO e elevou a eficiência de combustão do motor nos pontos de carga mais elevada. O E88W12 também resultou em maior consumo de combustível e menores temperaturas de operação, que podem ser críticas para a utilização de catalisadores de três vias (TWC). A eficiência volumétrica do motor e a eficiência de conversão de combustível foram, as piores dentre os combustíveis líquidos avaliados, devido à sua estequiometria.
- A operação com gasolina (E27) resultou nos piores valores de emissões de NO_x, THC e CO₂, em comparação aos demais combustíveis. Apesar disso, apresentou os menores índices de CO em todas as condições de testes, e as menores emissões de THC em marcha lenta (condição de operação mais representativa do ciclo WLTC). Adicionalmente, a gasolina promoveu as melhores eficiências volumétrica e de combustão do motor. A eficiência de conversão de combustível, no entanto, permaneceu similar aos valores obtidos com E95W05 e GNV.
- A respeito das emissões totais de GEE, a utilização de GNV resultou nos menores valores dentre todos os combustíveis, enquanto a utilização de E88W12 gerou os maiores valores. Apesar do efeito de *methane slip* ter contabilizado cerca de 75% das emissões de THC, oriundas da utilização de GNV, os índices de emissões de CH₄ não foram comparáveis às emissões de CO₂ e H₂O. As emissões de CO₂ das misturas de etanol ficaram entre os valores resultantes da utilização de E27 e GNV. As emissões de H₂O, resultantes da utilização de etanol foram, entretanto, as maiores dentre todos os combustíveis.

Em geral, o GNV surge como uma opção adequada para emissões menos nocivas ao meio ambiente, bem como para reduzir o consumo de combustível, em comparação com os combustíveis avaliados. Apesar disso, a escolha entre menores emissões e consumo de combustível, e maior desempenho em termos de torque e potência deve ser considerada. Para os combustíveis líquidos, a gasolina comercial brasileira exibiu os melhores resultados de consumo específico de combustível e emissões de CO reduzidas, embora esse composto possa ser simplesmente convertido em um TWC. O etanol comercial promoveu um acréscimo de desempenho em termos de potência e torque, baixas emissões de NO_x e THC, porém altas emissões de CO, álcoois e aldeídos. Comparado ao combustível comercial, o etanol com maior concentração de água foi responsável pelo aumento da eficiência de combustão do motor e redução de emissões de CO em cargas mais elevadas, apesar de gerar grandes reduções das temperaturas de exaustão. Vale ressaltar que esse combustível pode gerar problemas de miscibilidade em temperaturas abaixo de 20°C para veículos *flex-fuel* nos quais mais de um tipo de combustível pode estar presente no tanque. Dessa forma, as possíveis melhorias alcançadas com a utilização de etanol super-hidratado em altas cargas do motor podem ser um item a ser avaliado mais a fundo em trabalhos futuros. Além disso, considerando a operação do veículo em marcha lenta, a adoção de estratégias de controle do motor, como a tecnologia de *start-stop* proporcionaria grandes reduções de consumo de combustível e emissões, visto que esse ponto de operação é o mais recorrente ao longo do WLTC.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

De forma a seguir os objetivos desse trabalho, de avaliar a aplicabilidade de combustíveis alternativos em veículos equipados com motores de combustão interna, alguns pontos de pesquisa podem ser futuramente analisados. Nesse sentido, uma sugestão seria realizar análises acerca de ajustes em parâmetros de operação do motor, como por exemplo, o instante de ignição para os diferentes combustíveis e cargas. Ainda, pode-se realizar uma estimativa das emissões do veículo ao utilizar os combustíveis citados ao longo do ciclo de condução completo, relacionando os valores de emissões por km percorrido. O potencial de redução de emissões de CO com a utilização de etanol super-hidratado em altas cargas, assim como o potencial de acréscimo da eficiência de combustão do motor, também são pontos a serem estudados. Ainda, uma análise de operação desses combustíveis utilizados em um motor de injeção direta também seria interessante, de modo a se inibir as perdas por eficiência volumétrica do GNV. Além disso, seria interessante realizar uma análise global de emissões de gases do efeito estufa, considerando não apenas a utilização dos combustíveis, mas também seus processos de produção e emissões de CO₂ equivalente.

REFERÊNCIAS

ABDOLLAHIPOOR, Bahareh et al. Near-azeotropic volatility behavior of hydrous and anhydrous ethanol gasoline mixtures and impact on droplet evaporation dynamics. **Fuel Processing Technology**, [s. l.], v. 181, n. June, p. 166–174, 2018.

ABNT NBR 6601. Veículos rodoviários automotores leves - Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, dióxido de carbono e material particulado no gás de escapamento. Esta Norma estabelece os requisitos de apresentação e os critérios básicos para a elaboração de índices. Esta Norma aplica-se, no que couber, aos índices automatizados. Associação Brasileira de Normas Técnicas, 2005. p. 8.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS - ANP. **Anuário estatístico brasileiro do petróleo, gás natural e biocombustíveis: 2019**. Rio de Janeiro.

ASLAM, M. U. et al. An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for a retrofitted gasoline vehicle. **Fuel**, [s. l.], v. 85, p. 717–724, 2006.

BALKI, Mustafa Kemal; SAYIN, Cenk; CANAKCI, Mustafa. The effect of different alcohol fuels on the performance, emission and combustion characteristics of a gasoline engine. **Fuel**, [s. l.], v. 115, p. 901–906, 2014. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2012.09.020>>

BILHÃO, Almeida. Viabilidade técnico-econômica do uso do etanol super-hidratado em motores de ciclo otto. [s. l.], p. 1–96, 2015.

BRAZILIAN AUTOMOTIVE INDUSTRY ASSOCIATION (ANFAVEA). **Brazilian Automotive Industry Yearbook 2019**. [s.l: s.n.].

CASTRO, Adriano C.; KOSTER, Carlos H.; FRANIECK, Erwin K. Flexible Ethanol Otto Engine Management System. **SAE Technical Papers**, [s. l.], 1994.

COSTA, Rodrigo C.; SODRÉ, José R. Hydrous ethanol vs. gasoline-ethanol blend: Engine performance and emissions. **Fuel**, [s. l.], v. 89, n. 2, p. 287–293, 2010.

COSTAGLIOLA, Maria Antonietta et al. Performances and emissions of a 4-stroke motorcycle fuelled with ethanol/gasoline blends. **Fuel**, [s. l.], v. 183, n. 2016, p. 470–477, 2016. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2016.06.105>>

DARDIOTIS, Christos et al. Emissions of modern light duty ethanol flex-fuel vehicles over different operating and environmental conditions. **Fuel**, [s. l.], v. 140, p. 531–540, 2015.

DE MELO, T. C. C. et al. Different hydrous ethanol-gasoline blends - FTIR emissions of a flex-fuel engine and chemical properties of the fuels. **SAE Technical Papers**, 2011.

DUNN, P. F. *Measurement and Data Analysis for Engineering and Science*. [s.l: s.n.].

ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE OF THE UNITED NATIONS. **Regulation No 49 of the Economic Commission for Europe of the United Nations (UN/ECE) Official Journal of the European Union**. [s.l: s.n.].

EPA, US. Control of Air Pollution from Motor Vehicles: Tier 3 Motor Vehicle Emission and Fuel Standards Final Rule Regulatory Impact Analysis. **Epa Usa**, [s. l.], p. 619, 2014.

FAGUNDEZ, Jean L. S. et al. Experimental evaluation of the emissions in an Otto cycle engine operating with hydrous and wet ethanol under different compression ratios. In: 2018, **Anais...** [s.l: s.n.]

GHAREHGHANI, A. et al. 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**, [s. l.], v. 158, p. 488–493, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2015.05.067>>

GIAKOUMIS, Evangelos G. **Driving and Engine Cycles**. Cham: Springer International Publishing, 2017.

GIAKOUMIS, Evangelos G.; ZACHLOTIS, Alexandros T. Comparative evaluation of eight legislated driving schedules in terms of cycle metrics and emissions from a diesel-powered turbocharged van. **Transportation Research Part D: Transport and Environment**, [s. l.], v. 58, n. December 2017, p. 139–154, 2018.

HERNANDEZ, Marcel; MENCHACA, Lizette; MENDOZA, Alberto. Fuel economy and emissions of light-duty vehicles fueled with ethanol–gasoline blends in a Mexican City. **Renewable Energy**, [s. l.], v. 72, p. 236–242, 2014.

HEYWOOD, John B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Second Edi ed. [s.l.] : McGraw-Hill Education, 2018.

HILL, Jason. Environmental costs and benefits of transportation biofuel production from food- and lignocellulose-based energy crops . A review. **Agronomy for Sustainable Development, Springer Verlag / EDP Sciences / INRA**, [s. l.], v. 27, n. 1, p. 1–12, 2007.

HSIEH, Wei Dong et al. Engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuels. **Atmospheric Environment**, [s. l.], v. 36, n. 3, p. 403–410, 2002.

IEA (2019). **Tracking Transport**. 2019. Disponível em: <<https://www.iea.org/reports/tracking-transport-2019>>. Acesso em: 28 jan. 2020.

INSTITUTO BRASILEIRO DO MEIO AMBIENTE E DOS RECURSOS NATURAIS RENOVÁVEIS. **PROCONVE/PROMOT - Programa de controle da poluição do ar por veículos automotores**. 3. ed. Brasília: Ibama, 2011.

INTERNATIONAL COUNCIL ON CLEAN TRANSPORTATION (ICCT). **European vehicle market statistics 2019/20**. [s.l.: s.n.].

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA). **Global EV Outlook 2019**. 2019. Disponível em: <<https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2019>>. Acesso em: 29 jan. 2020.

ISO. Uncertainty of measurement — Part 3: Guide to the expression of uncertainty in measurement (GUM:1995) Incertitude. **Iso/iec Guide 98-3:2008(E)**, [s. l.], 2008.

Disponível em:

<https://isotc.iso.org/livelink/livelink/fetch/2000/2122/4230450/8389141/ISO_IEC_Guide_98-3_2008%28E%29_-_Uncertainty_of_measurement_-_Part_3%2C_Guide_to_the_expression_of_uncertainty_in_measurement_%28GUM%2C1995%29.pdf?nodeid=8389142&vernum=-2>

JACOB, Daniel J. **INTRODUCTION TO ATMOSPHERIC CHEMISTRY**. Princeton, New Jersey: Princeton University Press, 1999.

JAHIRUL, M. I. et al. Comparative engine performance and emission analysis of CNG and gasoline in a retrofitted car engine. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 30, n. 14–15, p. 2219–2226, 2010. a. Disponível em:

<<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.05.037>>

JAHIRUL, M. I. et al. Comparative engine performance and emission analysis of CNG and gasoline in a retro fitted car engine. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 30, n. 14–15, p. 2219–2226, 2010. b.

KHAN, Muhammad Imran; YASMEEN, Tabassam; SHAKOOR, Abdul. Technical overview of compressed natural gas (CNG) as a transportation fuel. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [s. l.], n. December 2017, 2015.

KOUPAIE, Mohammadmohsen Moslemin et al. A study of hydrous ethanol combustion in an optical central direct injection spark ignition engine. **Applied Energy**, [s. l.], v. 237, n. January, p. 258–269, 2019.

LANZANOVA, T. D. M. Experimental investigations of anhydrous and wet ethanol combustion in a spark ignition engine. [s. l.], n. May, p. 261, 2017.

LANZANOVA, Thompson Diórdinis Metzka; DALLA NORA, Macklini; ZHAO, Hua. Performance and economic analysis of a direct injection spark ignition engine fueled with wet ethanol. **Applied Energy**, [s. l.], v. 169, p. 230–239, 2016.

LUCON, Oswaldo; COELHO, Suani Teixeira. Bioethanol : the way forward. [s. l.], n. June, 2014.

MAY, I. et al. Reduction of Methane Slip Using Premixed Micro Pilot Combustion in a Heavy-Duty Natural Gas-Diesel Engine. **SAE Technical Papers**, v. 2015-September, n. September, 2015.

MAZER, Maria F. P. et al. Comparison between the WLTC and the FTP-75 driving cycles applied to a 1.4 L light-duty vehicle running on ethanol. In: SAE TECHNICAL PAPERS 2020, **Anais...** [s.l: s.n.]

MELO, Tadeu C. Cordeir. De et al. Hydrous ethanol-gasoline blends - Combustion and emission investigations on a Flex-Fuel engine. **Fuel**, [s. l.], v. 97, p. 796–804, 2012. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2012.03.018>>

MOCK, P. EU CO2 standards for passenger cars and light-commercial vehicles. International Council on Clean Transportation, n. January, p. 1–9, 2014.

MOHAMAD, Taib Iskandar; ABDULLAH, Shahrir; ;YUSOFF, Ali Bin. Experimental Investigation of Performance and Emission of a Sequential Port Injection Natural Gas Engine. **European Journal of Scientific Research**, [s. l.], v. 30, n. December, p. 204–214, 2009.

OYJ, Vaisala. Humidity Conversion Formulas- Calculation formulas for humidity. **Humidity Conversion Formulas**, [s. l.], p. 16, 2013.

RAMASAMY, D. et al. Engine performance, exhaust emission and combustion analysis of a 4-stroke spark ignited engine using dual fuel injection. **Fuel**, [s. l.], v. 207, p. 719–728, 2017. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2017.06.065>>

RAN, Zhongnan et al. Experimental study of lean spark ignition combustion using gasoline, ethanol, natural gas, and syngas. **Fuel**, [s. l.], v. 235, n. May 2018, p. 530–537, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.08.054>>

REN21. **Renewables 2019 Global Status Report**. [s.l: s.n.].

ROSO, Vinícius Rückert et al. Effects of mixture enleanment in combustion and emission parameters using a flex-fuel engine with ethanol and gasoline. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], v. 153, n. November 2018, p. 463–472, 2019.

STONE, Richard. Introduction to Internal Combustion Engines. 4. ed. [s.l.] : Palgrave Macmillan UK, 2012.

SUAREZ-BERTOIA, R. et al. Impact of ethanol containing gasoline blends on emissions from a flex-fuel vehicle tested over the Worldwide Harmonized Light duty Test Cycle (WLTC). **Fuel**, [s. l.], v. 143, n. 2015, p. 173–182, 2015.

THANGAVELU, Saravana Kannan; AHMED, Abu Saleh; ANI, Farid Nasir. Review on bioethanol as alternative fuel for spark ignition engines Review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, [s. l.], v. 56, n. December, p. 820–835, 2015. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.11.089>>

TRIANAFYLLOPOULOS, G. et al. A study on the CO₂ and NO_x emissions performance of Euro 6 diesel vehicles under various chassis dynamometer and on-road conditions including latest regulatory provisions. *Science of the Total Environment*, v. 666, n. x, p. 337–346, 2019.

TURNER, Dale et al. Combustion performance of bio-ethanol at various blend ratios in a gasoline direct injection engine. **Fuel**, [s. l.], v. 90, n. 5, p. 1999–2006, 2011.

TUTUIANU, Monica et al. Development of a World-wide Worldwide harmonized Light duty driving Test Cycle. **Technical Report**, [s. l.], v. 03, n. January, p. 7–10, 2014.

UNITED NATIONS. GTR 15 - Global Registry Worldwide Harmonized Light vehicles Test Procedure. . 2014, 15.

UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME. **Emissions Gap Report 2019**. Nairobi.

UNITED NATIONS FRAMEWORK CONVENTION ON CLIMATE CHANGE (2015). Paris agreement2015.

UNITED STATES ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY (EPA). Inventory of U.S. greenhouse gas emissions and sinks: 1990-2018. [s. l.], 2020.

USHAKOV, S.; STENERSEN, D.; EINANG, P. M. Methane slip from gas fuelled ships: a comprehensive summary based on measurement data. *Journal of Marine Science and Technology (Japan)*, v. 24, n. 4, p. 1308–1325, 2019.

VARELLA, R. A. et al. Assessing the influence of boundary conditions, driving behavior and data analysis methods on real driving CO₂ and NO_x emissions. *Science of the Total Environment*, v. 658, p. 879–894, 2019.

WINKLER, Alexander et al. Fuel impact on the aging of TWC's under real driving conditions. **Fuel**, [s. l.], v. 111, p. 855–864, 2013. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.fuel.2013.04.014>>

XU, Yuanli et al. Combustion behaviours and emission characteristics of a retrofitted NG/gasoline dual-fuel SI engine with various proportions of NG-gasoline blends. **Fuel**, [s. l.], v. 266, n. September 2019, p. 116957, 2020.

ZHOU, Zupeng; JIANG, Hua; QIN, Liancheng. Life cycle sustainability assessment of fuels. **Fuel**, [s. l.], v. 86, n. 1–2, p. 256–263, 2007.