

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

Geovane Alberto Frizzo Prante

**EXPLORAÇÃO DO LIMITE POBRE EM CARGA PARCIAL DE UM  
MOTOR IGNIÇÃO POR CENTELHA DE INJEÇÃO DIRETA  
OPERANDO COM ETANOL**

Santa Maria, RS  
2021

**Geovane Alberto Frizzo Prante**

**EXPLORAÇÃO DO LIMITE POBRE EM CARGA PARCIAL DE UM MOTOR  
IGNIÇÃO POR CENTELHA DE INJEÇÃO DIRETA OPERANDO COM ETANOL**

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 a obtenção do título de **Bacharel em Engenharia Mecânica**.

Orientador: Prof. PhD. Mario Eduardo Santos Martins

Santa Maria, RS  
2021

**Geovane Alberto Frizzo Prante**

**EXPLORAÇÃO DO LIMITE POBRE EM CARGA PARCIAL DE UM MOTOR  
IGNIÇÃO POR CENTELHA DE INJEÇÃO DIRETA OPERANDO COM ETANOL**

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 a obtenção do título de **Bacharel em Engenharia Mecânica**.

**Aprovado em 12 de março de 2021:**

---

**Mario Eduardo Santos Martins, PhD. (UFSM)**  
(Presidente/Orientador)

---

**Thompson Diórdinis Metzka Lazzanov, PhD. (UFSM)**

---

**Oswaldo Mendes França Júnior, Eng<sup>o</sup>. (IMT)**

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a minha família pelo apoio dado durante esta etapa da minha vida, principalmente meus pais, Carlos e Eugênia, que desde muito novo me incentivaram a buscar a formação acadêmica. Agradeço, também, ao meu irmão Renan, pela amizade e parceria ao longo dos últimos anos em que moramos juntos em Santa Maria.

Agradeço a todos integrantes e ex-integrantes do GPMOT, grupo de pesquisa em que tive o privilégio de trabalhar durante os últimos cinco anos, pelo companheirismo e ensinamentos compartilhados. Agradeço especialmente ao professor Mario Martins pela amizade, orientação, ensino e oportunidades dadas ao longo desses anos. Agradeço também aos professores Macklini Dalla Nora e Thompson Lanzasova pela amizade e ensinamentos. Agradeço ao técnico em mecânica Roberto Garlet pela amizade e ajuda durante a execução dos diversos projetos que trabalhamos juntos. Agradeço aos colegas Diego Golke, Juliano Pereira e Marcelo Rohrig pela parceria nos trabalhos que executamos em conjunto nos últimos meses.

Por fim, agradeço a todos meus amigos e colegas das diversas engenharias do CT, os quais estiveram comigo durante essa jornada chamada graduação e com quem pude compartilhar bons momentos fora da universidade.

## RESUMO

### EXPLORAÇÃO DO LIMITE POBRE EM CARGA PARCIAL DE UM MOTOR IGNIÇÃO POR CENTELHA DE INJEÇÃO DIRETA OPERANDO COM ETANOL

AUTOR: Geovane Alberto Frizzo Prante

ORIENTADOR: Prof. PhD. Mario Eduardo Santos Martins

Rigorosas legislações ambientais exigem o desenvolvimento de motores de combustão interna com maiores eficiências térmicas para reduzir as emissões de gases de efeito estufa. Programas governamentais brasileiros como ROTA 2030 e RenovaBio impulsionam a pesquisa e o desenvolvimento de motores altamente eficientes movidos a biocombustíveis, como o bioetanol de cana-de-açúcar, que tem pegada de carbono próxima de zero. Algumas tecnologias foram implementadas, como injeção direta de combustível, comando de válvula variável e turboalimentação, em motores de ignição por centelha de tamanho reduzido para alcançar maiores eficiências térmicas e diminuir as emissões de CO<sub>2</sub>. A combustão homogênea pobre pode melhorar o consumo de combustível e reduzir emissões. Para explorar o limite pobre em motores SI, testes experimentais foram executados para investigar o desempenho, eficiência, combustão e emissões de um motor Ford 1.0l Ti-VCT EcoBoost operando com etanol hidratado. O etanol hidratado é um combustível comercial brasileiro que possui maior velocidade laminar de chama e maior tolerância à diluição comparado a gasolina e, portanto, pode aumentar estabilidade de combustão. A operação de carga parcial (abaixo de 8,0 bar IMEP) foi explorada na velocidade de rotação de 1500 rpm. A relação ar-combustível foi variada de  $\lambda$  1,0 até  $\lambda$  1,5. O limite de combustão estável (CoV de IMEP  $\leq$  3,0%) foi alcançado em  $\lambda$  1,4. A menor carga indicada, 2,1 bar IMEP, foi limitada por estabilidade de combustão em  $\lambda$  1,3. A máxima eficiência indicada foi de 36,9% na carga indicada de 8,0 bar IMEP e  $\lambda$  1,4. As emissões de NO<sub>x</sub> foram 1,4 g / kWh a 4,0 bar IMEP e  $\lambda$  1,4.

**Palavras-chave:** Etanol. Combustão pobre. Carga parcial.

## ABSTRACT

### EXPLORING THE PART LOAD LEAN LIMIT OF A DIRECT INJECTION SPARK IGNITION ENGINE FUELED WITH ETHANOL

AUTHOR: Geovane Alberto Frizzo Prante  
ADVISOR: Prof. PhD. Mario Eduardo Santos Martins

Stringent environmental legislation has demanded development of internal combustion engines towards higher thermal efficiency to reduce greenhouse gas emissions. Brazilian governmental programs like ROTA 2030 and RenovaBio drive the research and development of highly efficient engines fueled with biofuels, as sugarcane bioethanol, which has a near to zero carbon footprint. Some technologies such as gasoline direct injection, variable valve train and turbocharging were implemented in downsized Spark Ignition engines to reach higher thermal efficiencies and decrease CO<sub>2</sub> emissions. Homogeneous lean combustion in SI operation can improve fuel consumption and reduce exhaust gas emissions. To explore the limits of homogeneous lean combustion in SI engines, experimental tests were run to investigate performance, efficiency, combustion, and emission parameters of a multi-cylinder Ford 1.0l Ti-VCT EcoBoost engine fueled with hydrous ethanol. Hydrous ethanol is a commercial Brazilian fuel which has higher laminar flame speed and higher dilution tolerance than gasoline, and thus can increase combustion stability. Part load operation (below 8.0 bar IMEP) was explored at engine speed of 1500 rpm. Air-to-fuel ratio was varied from stoichiometric ( $\lambda = 1.0$ ) to  $\lambda = 1.5$ . The lean limit of stable homogeneous lean combustion ( $CoV$  of IMEP  $\leq 3.0\%$ ) was achieved with  $\lambda = 1.4$ . The lowest indicated load of 2.1 bar IMEP was limited in combustion stability at  $\lambda = 1.3$ . The maximum indicated efficiency was 36.9% in indicated load of 8.0 bar IMEP and  $\lambda = 1.4$ . The NO<sub>x</sub> emissions were 1.4 g/kWh at 4.0 bar IMEP and  $\lambda = 1.4$ .

**Keywords:** Ethanol. Lean combustion. Part load.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Projeção do número de veículos-leves por tipo de veículo e tipo de combustível. .	14
Figura 2 - Funcionamento de um motor de quatro-tempos de ignição por centelha. ....	16
Figura 3 - Diagrama da pressão de cilindro para alguns fenômenos anormais de combustão.	19
Figura 4 - Principais padrões de escoamento interno do cilindro.....	20
Figura 5 - Modos de operação com injeção direta de combustível. ....	21
Figura 6 - Tipos de sistemas de injeção direta de combustível. ....	23
Figura 7 - Curva de BMEP de motores <i>downsized</i> . ....	23
Figura 8 - Mapa de consumo específico de um motor <i>downsizing</i> . ....	24
Figura 9 - Emissões de HC, CO e NO em função da razão ar/combustível.....	25
Figura 10 - Esquema da bancada experimental. ....	27
Figura 11 - Coeficiente de variação do IMEP em função do instante de início de injeção. ....	37
Figura 12 - Emissões específicas indicadas em função do instante de injeção. ....	38

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características do motor de teste. ....	28
Tabela 2 - Propriedades do combustível. ....	29
Tabela 3 - Espécies químicas medidas no método E100. ....	30

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

MCI	Motor de combustão interna
CI	<i>Compression Ignition</i> – Ignição por compressão
SI	<i>Spark Ignition</i> – Ignição por centelha
TDC	<i>Top Dead Center</i> – Ponto morto superior
BDC	<i>Bottom Dead Center</i> – Ponto morto inferior
PFI	<i>Port Fuel Injection</i> – Injeção de combustível no coletor
DI	<i>Direct Injection</i> – Injeção direta
NA	<i>Naturally Aspirated</i> – Naturalmente aspirado
NO	Óxido de nitrogênio
NO <sub>2</sub>	Dióxido de nitrogênio
NO <sub>x</sub>	Óxidos de nitrogênio
CO	Monóxido de carbono
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
THC	Hidrocarbonetos totais
ETOH	Etanol
MECHO	Metanol
HCHO	Formaldeído
ECU	<i>Engine Control Unit</i> – Unidade de controle do motor
EVO	<i>Exhaust Valve Opening</i> - Abertura da válvula de exaustão
EVC	<i>Exhaust Valve Closure</i> - Fechamento da válvula de exaustão
IVO	<i>Intake Valve Opening</i> - Abertura da válvula de admissão
IVC	<i>Intake Valve Closure</i> – Fechamento da válvula de admissão
CAD	<i>Crank Angle Degree</i> – ângulo de virabrequim
CA50	<i>Crank Angle of 50% mass fraction burn</i> – posição angular de 50% de massa queimada
ATDC <sub>f</sub>	<i>After Top Dead Center Firing</i> – após ponto morto superior de combustão
ATDC <sub>i</sub>	<i>After Top Dead Center Intake</i> – após ponto morto superior de admissão
IMEP	<i>Indicated Mean Effective Pressure</i> – Pressão média efetiva indicada
BMEP	<i>Brake Mean Effective Pressure</i> – Pressão média efetiva de eixo
PMEP	<i>Pumping Mean Effective Pressure</i> – Pressão média efetiva de bombeamento
CoV <sub>IMEP</sub>	<i>Coefficient of Variation of IMEP</i> - Coeficiente de variação do IMEP
LHV	<i>Lower Heating Value</i> – Poder calorífico inferior
AHHR	<i>Apparent Heat Release Rate</i> – Taxa de liberação de calor aparente

MFB *Mass Fraction Burned* – Fração de massa queimada  
ISCO *Indicated Specific CO emission* – Emissão específica indicada de CO  
ISNO<sub>x</sub> *Indicated Specific NO<sub>x</sub> emission* – Emissão específica indicada de NO<sub>x</sub>  
ISTHC *Indicated Specific THC emission* – Emissão específica indicada de THC

## LISTA DE SÍMBOLOS

$\gamma$	Razão de calores específicos
$\eta_T$	Eficiência térmica
$r_c$	Razão de compressão
$\lambda$	Fator de excesso de ar
$V_c$	Volume da câmara de combustão
$V_d$	Volume deslocado
$R$	Razão de comprimento de biela e raio do virabrequim
$W_{c,i}$	Trabalho indicado do ciclo
$p_i$	Pressão de cilindro instantânea
$V_i$	Volume instantâneo
$dV$	Diferencial de volume
$\sigma_{IMEP}$	Desvio padrão do IMEP
$N$	Velocidade de rotação
$n_r$	Número de revoluções por ciclo de potência
$P_i$	Potência indicada
$\eta_i$	Eficiência indicada
$\dot{m}_f$	Vazão mássica de combustível
$\Sigma$	Somatório
$\dot{m}_i$	Vazão mássica de cada componente
$\eta_c$	Eficiência de combustão
$\eta_{ge}$	Eficiência de troca de gases
$\delta Q_{ch}$	Energia química liberada pela combustão
$dU_s$	Mudança da energia interna do fluido
$\delta Q_{ht}$	Transferência de calor para as paredes do cilindro
$\delta W$	Trabalho transferido ao pistão
$dQ_{net}$	Liberação de calor líquida
$dp_i$	Diferencial da pressão instantânea de cilindro
$d\theta$	Diferencial do ângulo do virabrequim
$T_i$	Temperatura instantânea
$T_{ivc}$	Temperatura do fluido ao fechamento da válvula de admissão
$p_{ivc}$	Pressão do fluido ao fechamento da válvula de admissão
$V_{ivc}$	Volume do cilindro ao fechamento da válvula de admissão

$u_{CO}$	Fração molar de CO na exaustão
$u_{NO_x}$	Fração molar de NO <sub>x</sub> na exaustão
$\dot{m}_{exh}$	Vazão mássica dos gases de exaustão
$k_{hg}$	Fator de correção para NO <sub>x</sub> em função da umidade ambiente
$HCHO$	Concentração de formaldeído na exaustão
$\dot{m}_{air}$	Vazão mássica de ar
$\dot{m}_{air,dry}$	Vazão mássica de ar seco
$\dot{m}_{hum}$	Vazão mássica de água referente a umidade ambiente
$\frac{A}{F} s$	Razão ar-combustível estequiométrica
$H_a$	Umidade do ar
$p_w$	Pressão de saturação do vapor de água
$p_{amb}$	Pressão ambiente
$RH$	Umidade relativa do ar
$ln$	Logaritmo natural
$T_c$	Temperatura crítica
$T$	Temperatura ambiente
$p_c$	Pressão crítica
$M_{gas,i}$	Massa molar de cada componente
$M_{e,i}$	Massa molar do gás de exaustão
$M_a$	Massa molar do ar seco
$u_i$	Fração molar de cada componente
$\dot{m}_{w,f}$	Vazão mássica de água no combustível

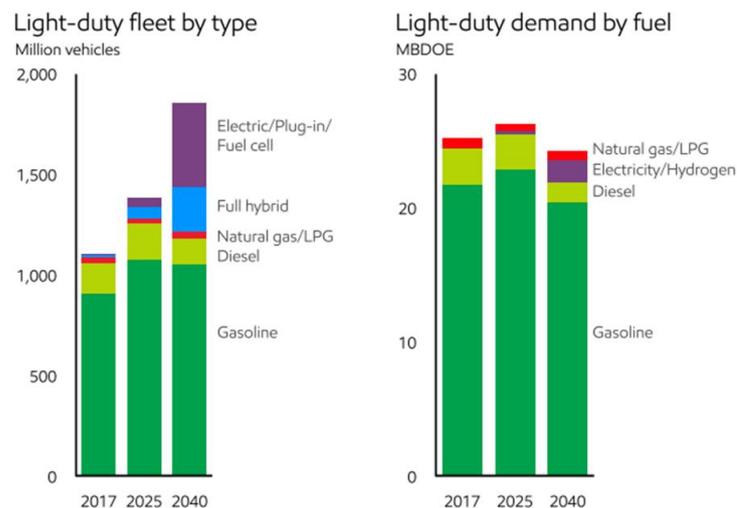
## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>14</b>
1.1	OBJETIVOS.....	15
<b>1.1.1</b>	<b>Objetivos Específicos.....</b>	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>16</b>
2.1	MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA.....	16
2.2	PROCESSO ANORMAL DE COMBUSTÃO .....	17
2.3	ESCOAMENTO INTERNO DO CILINDRO .....	19
2.4	INJEÇÃO DIRETA DE COMBUSTÍVEL .....	20
2.5	DOWNSINZING.....	23
2.6	MECANISMOS DE FORMAÇÃO DE EMISSÕES.....	25
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>27</b>
3.1	APARATO EXPERIMENTAL.....	27
3.2	PROCESSAMENTO DOS DADOS.....	31
<b>3.2.1</b>	<b>Parâmetros de desempenho e eficiência .....</b>	<b>31</b>
<b>3.2.2</b>	<b>Parâmetros de combustão.....</b>	<b>33</b>
<b>3.2.3</b>	<b>Emissões .....</b>	<b>34</b>
3.3	PROCEDIMENTO DE TESTES .....	36
<b>4</b>	<b>RESULTADOS.....</b>	<b>37</b>
4.1	EFEITO DO INSTANTE DE INÍCIO DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL.....	37
4.2	ARTIGO DE CONGRESSO .....	39
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>49</b>
5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	50
	<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>51</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Um crescimento na demanda de veículos-leves para transporte é projetado para os próximos anos, sendo o aumento da população mundial e o aumento do poder aquisitivo da população de países de terceiro mundo são alguns dos principais fatores para esse crescimento. Apesar do aumento projetado de número de veículos, haverá redução da parcela de veículos movidos a combustíveis fósseis, conforme mostra a Figura 1. A redução na demanda de veículos a gasolina é explicada pelo crescimento da parcela de veículos elétricos e híbridos, que incentivados por severas legislações de emissões para o setor automotivo, tornam-se uma parcela mais representativa do setor de transportes para o futuro (EXXONMOBIL, 2019).

Figura 1 - Projeção do número de veículos-leves por tipo de veículo e tipo de combustível.



Fonte: (EXXONMOBIL, 2019).

Embora a parcela projetada de veículos elétricos e movidos a hidrogênio seja mais significativa em 2040, essas tecnologias ainda enfrentam grandes problemas de desenvolvimento, de modo que veículos movidos a combustíveis fósseis ainda serão uma realidade no futuro. Atualmente, veículos movidos a motores de combustão interna representam 99,8% do transporte mundial e 95% da energia empregada no transporte é oriunda de combustíveis líquidos a base de petróleo. (LEACH et al., 2020). Com o aumento do rigor das legislações ambientais, motores de combustão interna movido à combustíveis líquidos precisam ser continuamente desenvolvidos, de modo a obter maiores eficiências térmicas e menores níveis de emissões de gases.

Diversas tecnologias vêm sendo empregadas para tornar o veículo movido a motor de combustão interna mais eficiente, como o emprego de motores de conceito *downsized*, uso de biocombustíveis (que possuem a pegada de carbono muito baixa), e emprego de sistemas complexos de pós-tratamento de gases de escape, permitindo alcançar emissões de poluentes quase nulas em análises contemplando as emissões desde a produção até o uso dos biocombustíveis. Outro método de aumentar a eficiência de motores de combustão interna é a operação em combustão pobre (*lean-burn combustion*), ou com excesso de ar. Motores de ignição por centelha *lean-burn* podem operar com eficiências elevadas devido principalmente às menores perdas por bombeamento e com baixos níveis de emissões, principalmente de óxidos de nitrogênio.

Dessa forma, a pesquisa e desenvolvimento de motores de combustão interna altamente eficientes é ainda uma necessidade da indústria e academia, sendo o conceito de motores de ignição por centelha operando com combustão pobre um dos métodos possíveis de serem explorados.

## 1.1 OBJETIVOS

Explorar o limite pobre em regime de carga parcial de um motor de combustão interna de injeção direta operando com etanol hidratado a fim de reduzir o consumo específico de combustível.

### 1.1.1 Objetivos Específicos

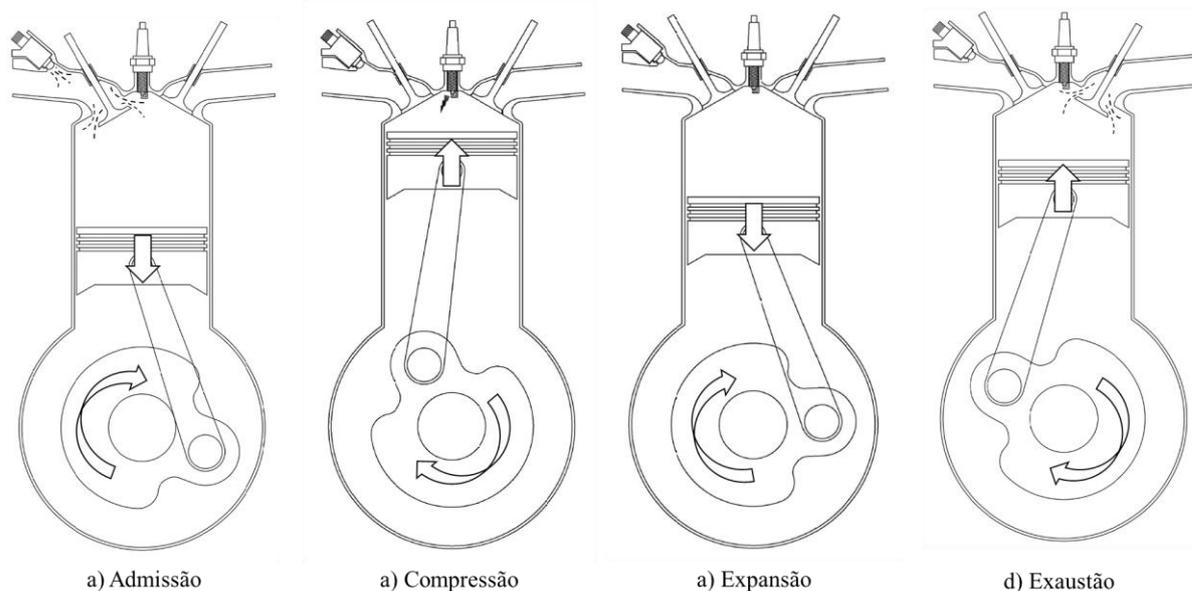
- Determinar o instante de início de injeção de combustível para a combustão de carga homogênea pobre que promova maior estabilidade de combustão do motor.
- Explorar o limite pobre da combustão de carga homogênea do motor operando com etanol hidratado como combustível.
- Avaliar os parâmetros de desempenho, eficiência, combustão e emissões do motor operando em combustão pobre de carga homogênea.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 MOTORES DE IGNIÇÃO POR CENTELHA

Os motores de combustão interna (MCI) são máquinas térmicas que convertem a energia química do combustível em energia mecânica. Os motores de combustão são classificados principalmente quanto ao tipo de ignição: motores de ignição por centelha (*SI – Spark Ignition*) e motores de ignição por compressão (*CI – Compression Ignition*), e quanto ao número de revoluções por ciclo de potência: motores dois tempos (2T), com uma revolução por ciclo, e motores quatro tempos (4T), com duas revoluções por ciclo (HEYWOOD, 2018). O presente trabalho utilizou um motor de combustão interna de quatro tempos com ignição por centelha, com seu princípio de operação apresentado na Figura 2.

Figura 2 - Funcionamento de um motor de quatro-tempos de ignição por centelha.



Fonte: adaptado de (HEYWOOD, 2018).

O ciclo de potência do motor quatro tempos é composto por duas revoluções, com quatro cursos do pistão, ou quatro tempos do motor. A descrição de cada tempo da operação do motor de combustão de quatro tempos é descrita a seguir de acordo com (STONE, 2012).

- a) Curso de admissão: A primeira fase do ciclo inicia na admissão, onde o pistão se encontra no ponto morto superior (*TDC – Top Dead Center*). A válvula de admissão é aberta, enquanto a de exaustão permanece fechada, e inicia-se o movimento descendente do pistão em direção ao ponto morto inferior (*BDC – Bottom Dead Center*). Esse movimento do pistão provoca a admissão da mistura ar-combustível para dentro do cilindro, no caso de motores com injeção de combustível na porta (*PFI - Port Fuel Injection*), ou apenas ar, no caso de motores com injeção direta de combustível (*DI – Direct Fuel Injection*). Ao atingir o BDC, a válvula de admissão é fechada e inicia-se a próxima fase do ciclo.
- b) Curso de compressão: O pistão inicia o curso ascendente de BDC a TDC, com ambas as válvulas fechadas, comprimindo a mistura ar-combustível. Próximo ao final do curso de compressão, uma centelha é gerada na vela de ignição, provocando o início da combustão. A combustão ocorre entre o final do curso de expansão e parte do curso de expansão.
- c) Curso de expansão: Também chamado de curso de potência, é a fase em que os gases provenientes da combustão são expandidos no cilindro e entregam trabalho ao pistão. Ao final do movimento descendente do pistão de TDC a BDC, a válvula de exaustão é aberta, provocando uma expansão irreversível dos gases chamada de *blow-down*.
- d) Curso de exaustão: Com a válvula de exaustão aberta, o movimento ascendente do pistão expulsa os gases restantes do interior do cilindro. Ao final do curso de exaustão, a válvula de exaustão é fechada e inicia-se o próximo ciclo do motor.

## 2.2 PROCESSO ANORMAL DE COMBUSTÃO

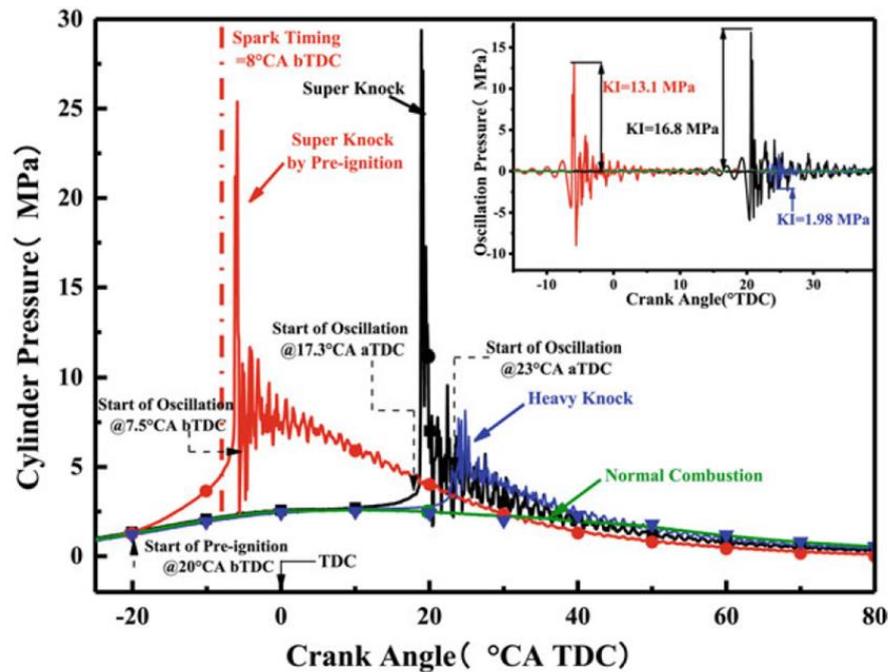
O processo de combustão em motores SI pode ser definido como processo normal e processo anormal. O processo normal de combustão é iniciado por uma centelha que promove a ignição da mistura ar-combustível ao final do curso de compressão. Nas vizinhanças do eletrodo da vela de ignição uma chama é formada e essa se propaga em direção às paredes do cilindro. Ao atingir a região das paredes do cilindro, a chama é extinta e então é terminado o processo de combustão. Como resultado do processo de combustão, energia é liberada ao sistema, de forma a promover aumento de pressão e temperatura dos gases no interior do cilindro. Durante a combustão, a frente de chama separa o conteúdo da câmara de combustão em duas principais zonas, chamadas de zona de mistura queimada e zona de mistura não-queimada. Os gases da zona de mistura queimada expandem de forma a comprimir os gases da

zona não-queimada a frente da chama em direção as paredes do cilindro, e ao mesmo tempo, comprimindo os gases da zona queimada em direção ao eletrodo da vela de ignição. No processo normal de combustão, o início da combustão é controlado apenas pelo sistema de ignição, e a mistura ar-combustível é consumida por uma propagação de chama turbulenta (HEYWOOD, 2018).

O processo anormal de combustão pode ser referido como uma variedade de fenômenos que não são caracterizados como combustão normal. Os principais fenômenos anômalos de combustão são: *Misfire* (falha de combustão), *partial burn* (queima parcial), *pre-ignition* (pré-ignição) e *post-ignition* (pós-ignição). O *misfire e partial burn* são fenômenos acarretam problemas principalmente na dirigibilidade e homologação de emissões de veículos com motores de combustão interna. O fenômeno de *pre-ignition* é normalmente iniciado por uma ignição de superfície da mistura ar-combustível antes do instante que a centelha é gerada, ocasionada por algum ponto quente na câmara de combustão, tais como: depósitos de carbono que ficam incandescentes, sobreaquecimento de válvulas e vela de ignição, cantos vivos e partículas metálicas, e excesso de óleo na câmara de combustão. A combustão no fenômeno de *pre-ignition* pode ocorrer com uma frente de chama similar a combustão normal, ou pode evoluir para o fenômeno de *knock*. O processo de *post-ignition* ocorre após o instante da centelha, e é gerado pela autoignição da mistura ar-combustível. Esta autoignição pode ocorrer pelos mesmos motivos do *pre-ignition*, bem como pelo aumento de temperatura e pressão da mistura não-queimada, que atinge as condições necessárias para iniciar uma outra frente de chama na zona de mistura não-queimada. Normalmente o processo de *post-ignition* promove o fenômeno de *knock* (MAURYA, 2019).

O fenômeno de *knock* é um processo anormal de combustão que ocorre principalmente em motores SI pela autoignição da mistura não-queimada antes do consumo desta pela frente de chama. Esse processo anormal causa oscilações de pressão em alta-frequência que excitam os componentes do motor, e assim, gerando um som característico de batida metálica audível. A ocorrência contínua do fenômeno de *knock* acarreta danos estruturais aos componentes do motor, principalmente causando danos à parte superior do pistão. A ocorrência de *knock* em alta intensidade e altas oscilações de pressão no cilindro é informalmente chamada de *mega-knock*. Este normalmente ocorre em motores altamente turboalimentados, em baixas velocidades de rotação e altas pressões de admissão (MAURYA, 2019). A Figura 3 mostra o diagrama de pressão por ângulo de virabrequim de alguns fenômenos anormais de combustão, entre eles o *knock*, *mega-knock*, e *mega-knock* induzido por *pre-ignition*.

Figura 3 - Diagrama da pressão de cilindro para alguns fenômenos anormais de combustão.

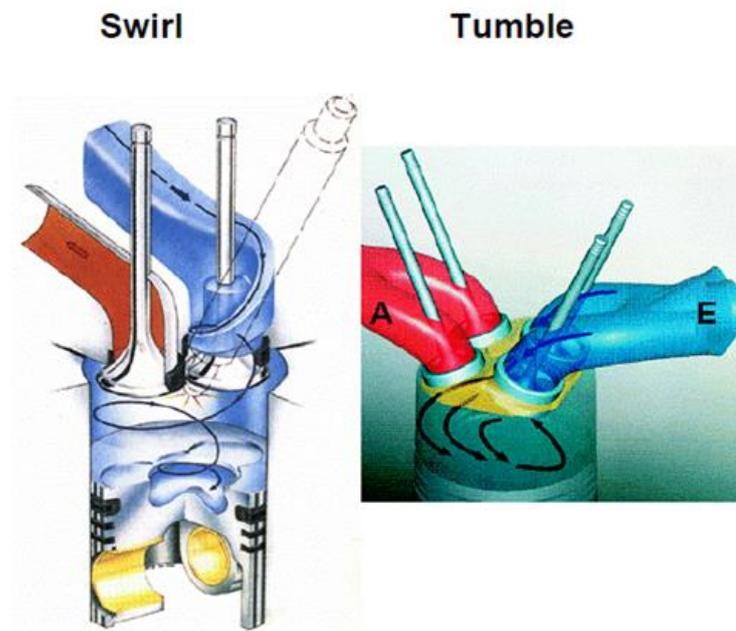


Fonte: (MAURYA, 2019).

### 2.3 ESCOAMENTO INTERNO DO CILINDRO

O escoamento do ar no interior do cilindro é um dos parâmetros importantes no processo de combustão de um motor de combustão interna. Os principais padrões de escoamento interno do cilindro são o *swirl* e o *tumble*. Com a aplicação de um padrão de escoamento interno é possível melhorar a formação da mistura ar-combustível e aumentar a energia cinética turbulenta, e assim, acelerando o processo de combustão. Dado que o escoamento e a turbulência são estruturas tridimensionais, uma forma simplificada de descrever esses padrões de escoamento é apresentada na Figura 4, sendo o *swirl* representado por um escoamento em torno do eixo do cilindro, e o *tumble* representado por escoamento perpendicular ao eixo do cilindro. O *swirl* é gerado pela geometria e posicionamento do duto de admissão, e pouco afetado pela geometria do pistão. O *tumble* também é gerado pela geometria do duto de admissão, podendo ser potencializado pela geometria do pistão. O *tumble* é o padrão de escoamento aplicado principalmente em motores SI com injeção direta de combustível, de forma a potencializar a formação da mistura ar-combustível (PISCHINGER, 2012).

Figura 4 - Principais padrões de escoamento interno do cilindro.



Fonte: (PISCHINGER, 2012)

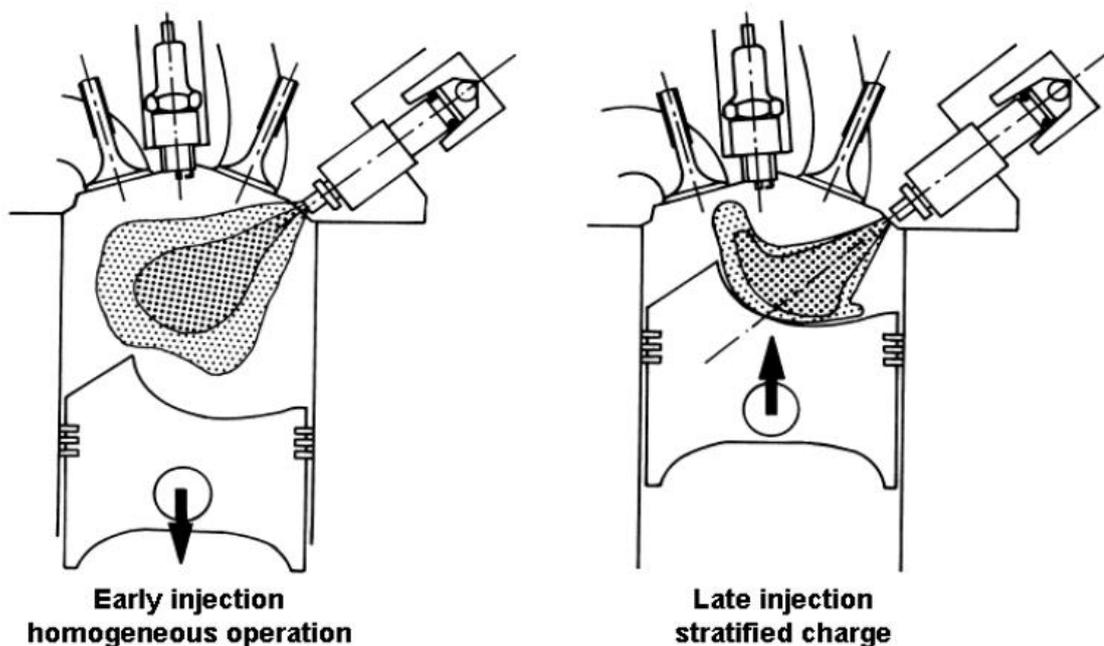
#### 2.4 INJEÇÃO DIRETA DE COMBUSTÍVEL

A injeção direta de combustível apresenta diversas vantagens quando comparada à injeção PFI. A admissão de ar puro, ao invés da mistura ar-combustível, eleva a razão de calores específicos ( $\gamma$ ) do gás admitido. A operação com injeção direta homogênea, com a injeção durante o curso de admissão, promove o resfriamento do ar na câmara de combustão através da vaporização do combustível injetado. Enquanto na injeção PFI, a vaporização do combustível absorve calor da porta de admissão e da parte superior da válvula de admissão. Esse efeito é chamado de *charge cooling effect*, que também promove a elevação do  $\gamma$  do gás, uma vez que os calores específicos são diretamente influenciados pela temperatura. (PISCHINGER, 2012; REIF, 2014; ZHAO, 2009). O resultado na operação do motor é uma maior resistência a detonação, e um aumento na eficiência térmica, devido à relação teórica básica apresentada na Equação 1.

$$\eta_T = \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (1)$$

Outra vantagem da operação com injeção direta em motores SI é permitir a operação *unthrottled* (desestrangulada). A operação *unthrottled* é alcançada através de uma maior abertura da borboleta de admissão, o que reduz as perdas por bombeamento do motor. O controle de carga do motor é realizado através da quantidade de combustível injetada, como encontrada em motores de ignição por compressão. Assim, a combustão não ocorre sob condição estequiométrica, com fator de excesso de ar ( $\lambda$ ) igual a um, e o motor opera sob regime de combustão pobre (*lean combustion*). A combustão de carga pobre homogênea (*homogeneous-charge lean combustion*) em motores SI, com a injeção de combustível realizada no curso de admissão, é limitada pelo limite de inflamabilidade da mistura ar-combustível. A operação com combustão de carga pobre estratificada (*stratified-charge lean combustion*), com a injeção de combustível realizada no curso de compressão, torna possível a operação com maiores razões ar-combustível quando comparadas com a combustão homogênea (PISCHINGER, 2012; ZHAO, 2009). Os dois modos de operação da injeção direta de combustível são apresentados na Figura 5.

Figura 5 - Modos de operação com injeção direta de combustível.



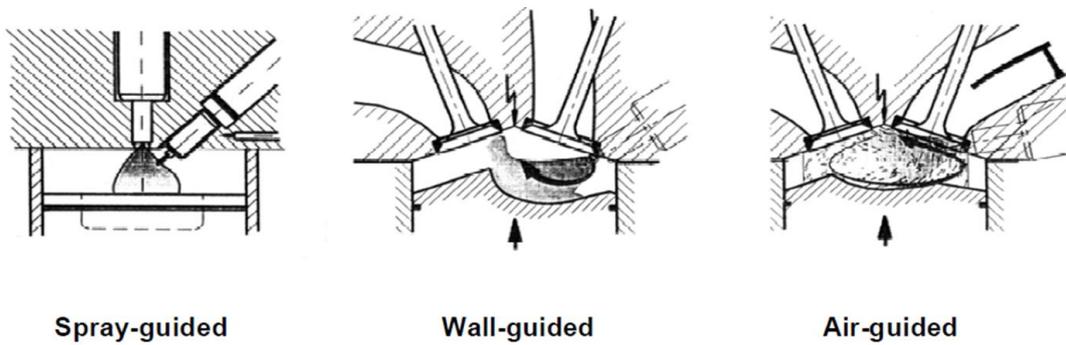
Fonte: (PISCHINGER, 2012)

A combustão de carga pobre estratificada permite a operação com fator de excesso de ar elevado através da criação de zonas ricas de mistura ar-combustível próximas da vela de ignição, e o fator de excesso de ar global da câmara de combustão é mantido pobre. Assim, é

possível estender o limite de operação do motor com combustão pobre (PISCHINGER, 2012; ZHAO, 2009).

Há três conceitos principais de formação de mistura através da injeção direta de combustível: sistema guiado por spray (*spray-guided*), sistema guiado por parede (*wall-guided*) e sistema guiado pelo escoamento (*air-guided*). Os tipos de sistema de injeção direta de combustível são apresentados na Figura 6. Os sistemas *wall-guided* e *air-guided* normalmente são instalados na lateral da câmara de combustão, próximos às válvulas de admissão, enquanto o sistema *spray-guided* normalmente é instalado no centro da câmara de combustão, entre às válvulas de admissão e exaustão. Cada sistema promove uma forma diferente de direcionar a massa de combustível injetada para a vela de ignição, de modo que exista uma zona rica e inflamável no momento da descarga elétrica. O direcionamento do combustível no sistema *spray-guided* é dependente da formação do spray do injetor. O injetor é normalmente posicionado próximo à vela de ignição de modo a facilitar a ignição da mistura ar-combustível. A proximidade do injetor com a vela de ignição tem como desvantagem o possível choque do spray de combustível com o eletrodo da vela de ignição, o que pode levar a uma redução da vida útil desse componente. O sistema *air-guided* utiliza o movimento da massa de ar dentro do cilindro (escoamento interno) para direcionar a massa de combustível. Esse sistema é afetado pela configuração do escoamento de ar dentro do cilindro (*in-cylinder air flow*), pois depende desse para carregar o combustível até a vela de ignição. A desvantagem desse sistema é a variabilidade do *in-cylinder air flow*, que em regimes de baixa velocidades de rotação pode não haver manutenção das grandes escalas de escoamento (*swirl* e *tumble*), levando a uma má formação de mistura ar-combustível. O sistema *wall-guided* direciona a massa de combustível injetada em direção às paredes do cilindro. Em conjunto com um formato especial do *bowl* do pistão, a massa de combustível é carregada para a região da vela de ignição. A desvantagem desse sistema é a formação de filme de combustível nas paredes do cilindro e no pistão, elevando a formação de emissões de hidrocarbonetos não-queimados (PISCHINGER, 2012; REIF, 2014; ZHAO, 2009).

Figura 6 - Tipos de sistemas de injeção direta de combustível.

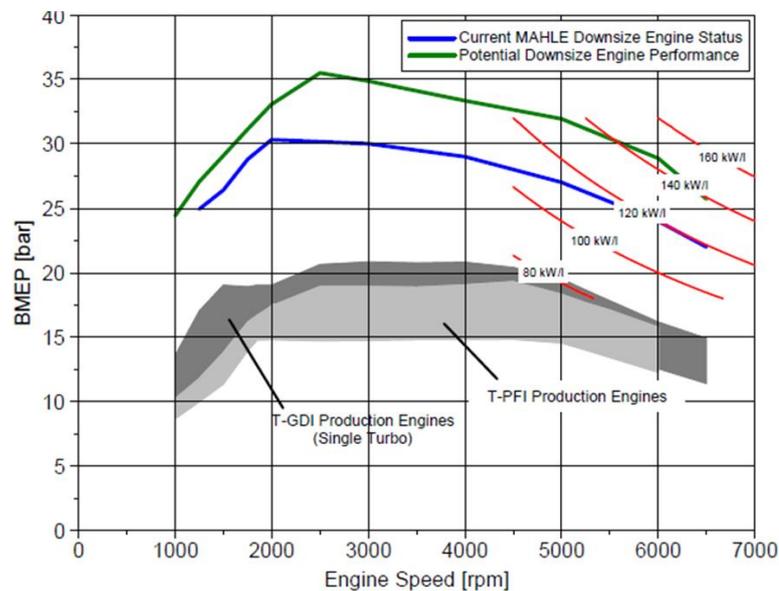


Fonte: (PISCHINGER, 2012)

## 2.5 DOWNSIZING

O conceito de motores *downsized* implementado no mercado automotivo é caracterizado principalmente por combinar volume deslocado reduzido, sobre alimentação de ar e injeção direta de combustível. Os motores *downsized* apresentam potência similar à motores de aspiração natural (NA) de volume deslocado superior, com consumo reduzido de combustível e menor emissão de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>). A Figura 7 apresenta uma curva de BMEP de motores *downsized*.

Figura 7 - Curva de BMEP de motores *downsized*.



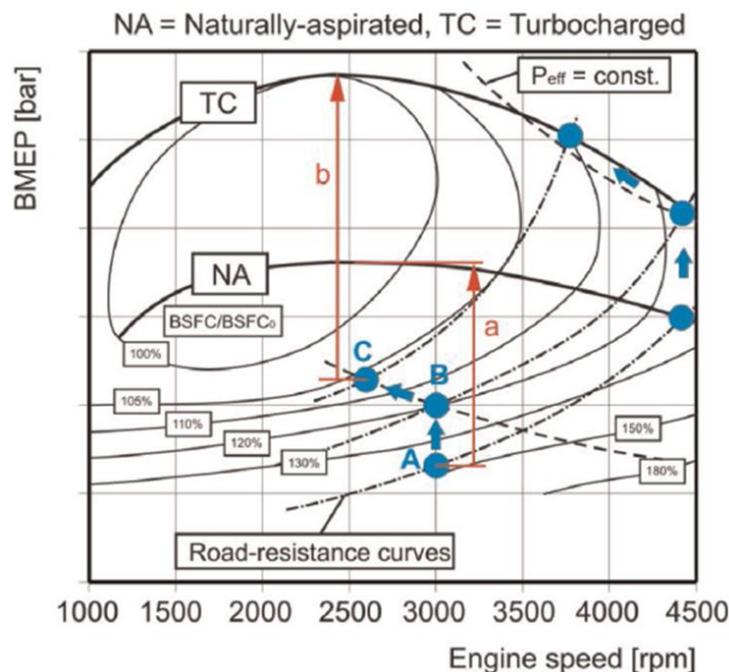
Fonte: (FRASER et al., 2009)

O aumento da eficiência desses motores pode ser relacionado a:

- Elevação da carga de operação do motor para geração da mesma potência de eixo de motores convencionais. Isso promove operação do motor nas ilhas de menor consumo específico de combustível, como apresentado na Figura 8;
- Redução do atrito atribuído ao menor volume deslocado e gerenciamento dos pontos de operação do motor em regimes de menor velocidade de rotação;
- Redução de perdas por bombeamento devida à operação *dethrottled*;
- Otimização do escoamento de ar e gases em diferentes regimes de operação através da aplicação de comando de variável de válvulas;
- Uso de reaproveitamento de fração da energia que seria perdida na exaustão através da aplicação de turbocompressor;
- Uso de injeção direta, conforme os benefícios já discutidos.

Motores de aspiração natural possuem normalmente BMEP máximo entre 10 e 12 bar, enquanto grande parte dos motores *downsized* trabalham com BMEP acima de 20 bar. O motor demonstrativo de conceito da MAHLE, apresentado na Figura 7 apresenta BMEP máximo de 30 bar (BASSETT et al., 2017; CAREY et al., 2011; MARTIN; BEIDL; MUELLER, 2018; SCHUMANN et al., 2013).

Figura 8 - Mapa de consumo específico de um motor *downsizing*.

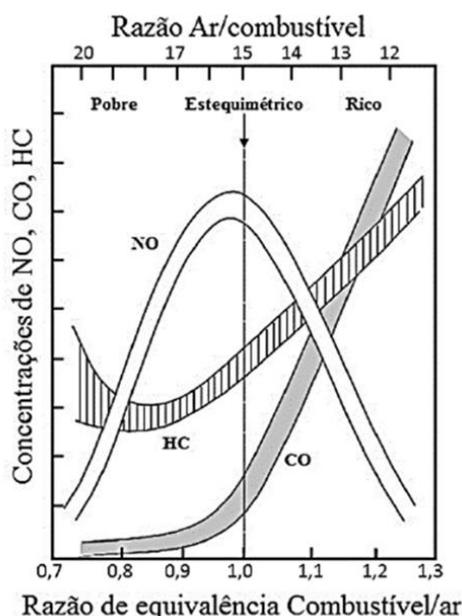


A ocorrência de combustão anormal, como *pre-ignition*, *knock* e *mega-knock*, é um dos fatores limitantes do aumento de carga dos motores *downsized*. Outros fatores como resposta à transientes de carga e velocidade de rotação, limitação da aplicação de turbocompressores, limite estrutural dos componentes do motor, também limitam o aumento da potência específica desses motores. (FRASER et al., 2009; ZHUANG et al., 2020)

## 2.6 MECANISMOS DE FORMAÇÃO DE EMISSÕES

A formação de emissões é influenciada pela razão ar-combustível, como apresenta a Figura 9. Os óxidos de nitrogênio ( $\text{NO}_x$ ) formados no processo de combustão de motores de combustão interna são compostos principalmente por monóxido de nitrogênio (NO) e dióxido de nitrogênio ( $\text{NO}_2$ ). Em motores SI, as emissões de  $\text{NO}_2$  são menores quando comparados com motores CI, em que o  $\text{NO}_2$  compõem entre 10 a 30% do total de  $\text{NO}_x$  (HEYWOOD, 2018). O mecanismo térmico de Zeldovich é considerado o principal mecanismo de formação de NO. As Equações 2, 3 e 4 apresentam as reações do mecanismo estendido de Zeldovich para a formação de NO, que são diretamente influenciadas pela disponibilidade de oxigênio (MILLER; BOWMAN, 1989).

Figura 9 - Emissões de HC, CO e NO em função da razão ar/combustível.



Fonte: (SARI, 2017)



A reação descrita na Equação 2 possui uma energia de ativação alta, o que torna as altas temperaturas presentes na câmara de combustão outro fator de influência na formação de NO (TURNS, 2011). A equação da taxa formação inicial de NO, apresentada na Equação 5, mostra a dependência exponencial da temperatura para a formação de NO (HEYWOOD, 2018).

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{6 \times 10^6}{T^{\frac{1}{2}}} \exp\left(\frac{-69,09}{T}\right) [O_2]^{\frac{1}{2}} [N_2] \quad (5)$$

Os hidrocarbonetos não queimados, chamados de hidrocarbonetos totais nesse trabalho (THC), são formados principalmente pela queima parcial do combustível. A extinção da frente de chama em superfícies frias, baixo nível de homogeneização da mistura ar-combustível e acúmulo de óleo, e combustível nas paredes do cilindro e anéis do pistão, ou região de *crevices* (região das frestas entre pistão e parede de cilindro), são as principais causas de emissões de THC.

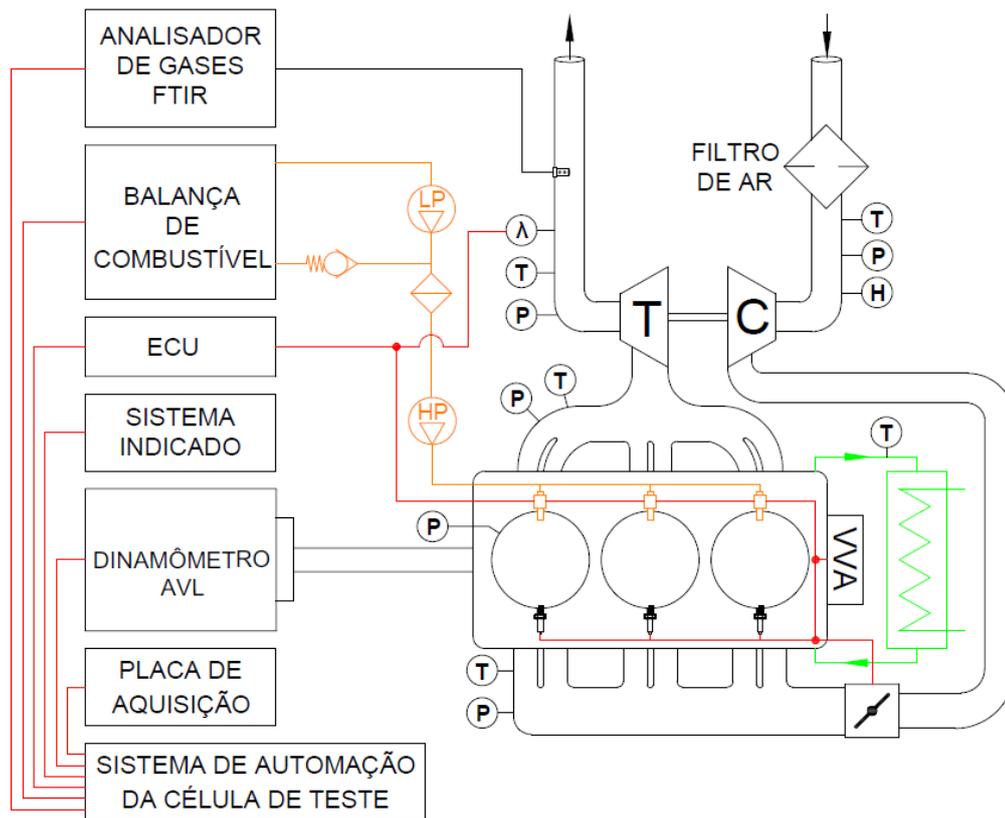
A formação de monóxido de carbono (CO) está diretamente relacionada com a disponibilidade local de oxigênio no processo de combustão. A operação com mistura ar-combustível rica ( $\lambda < 1$ ) e ou com estratificação de mistura promovem zonas com menores teores de oxigênio, e assim, provocando a oxidação incompleta do combustível.

### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 APARATO EXPERIMENTAL

Os testes experimentais foram realizados em uma das células de testes do laboratório de motores da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM). A Figura 10 apresenta o esquema da bancada experimental utilizada para os testes. Um motor de ignição por centelha de três cilindros Ford Fox 1,0 L Ti-VCT Ecoboost acoplado a um dinamômetro de correntes de Foucault foi utilizado para os testes.

Figura 10 - Esquema da bancada experimental.



Fonte: Autor.

O motor de testes é de conceito downsizing e possui injeção direta de combustível, duplo comando variável de válvulas e turbocompressor controlado por válvula de alívio (*wastegate*) eletropneumática. O motor não sofreu nenhuma modificação para a realização dos experimentos e as características do mesmo são apresentadas na Tabela 1. Os parâmetros de

operação do motor, como a razão ar-combustível, instante de ignição, instante de início de injeção e pressão de combustível, fase dos comandos de válvulas variáveis, abertura da válvula *wastegate*, foram controlados por uma ECU (*engine control unit*) programável Bosch MS6.3. A leitura do fator de excesso de ar (fator lambda) foi realizada com uma sonda lambda Bosch LSU 4.9. O motor foi instrumentado com transdutores de pressão e sensores de temperatura para monitorar as condições de operação. As temperaturas do ar de admissão e do líquido de arrefecimento foram medidas com sensores PT100. As temperaturas dos gases de exaustão foram medidas com sensores termopares do tipo K. A pressão no coletor admissão e a pressão na exaustão após a turbina foram medidas com transdutores MPX4250AP. A pressão no coletor de exaustão foi medida com um transdutor AVL APT100. A humidade e temperatura ambiente foram medidas com uma unidade HMT300 da VAISALA. Todos os sinais dos sensores foram adquiridos por uma placa de aquisição AVL F Fem.

Tabela 1 - Características do motor de teste.

Parâmetro	Descrição
Número de cilindros	3
Volume deslocado	999 cm <sup>3</sup>
Diâmetro	71,9 mm
Curso	82,0 mm
Comprimento de biela	137,0 mm
Razão de compressão	10:1
Número de válvulas	4
Abertura da válvula de exaustão (EVO)	48° BBDC @ 0,5 mm
Fechamento da válvula de exaustão (EVC)	0° BTDC @ 0,5 mm
Abertura da válvula de admissão (IVO)	5° ATDC @ 0,5 mm
Fechamento da válvula de admissão (IVC)	53° ABDC @ 0,5 mm
Sistema de Injeção	Injeção direta de alta pressão com eletro injetores solenoides de 6 furos
Tipo de câmara de combustão	Pent-roof
Classe de emissões	EURO 5

Fonte: Autor.

O controle de velocidade de rotação e carga do motor foi realizado com um sistema de dinamômetro AVL Dynoform 240. Uma balança de medição de consumo de combustível AVL 7130 foi utilizada para medir a vazão mássica de combustível durante os testes experimentais. O combustível utilizado nos testes foi o etanol hidratado E94W06 (6% em volume de água), disponibilizado pela Usina de Etanol do Colégio Politécnico da UFSM. O

combustível apresenta o teor máximo de água permitido pela Resolução N° 749 da (AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS - ANP, 2018) e as propriedades do combustível são encontradas na Tabela 2.

Tabela 2 - Propriedades do combustível.

	E100 (referência)	E94W06
Fórmula química	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	-
Massa específica a 20°C (g/cm <sup>3</sup> )	0,79	0,81
Poder calorífico inferior (MJ/kg)	26,9	24,8
Razão ar-combustível estequiométrica	9,0	-
Research Octane Number (RON)	109	-

Fonte: (DA COSTA et al., 2019; LANZANOVA, 2017)

Para a análise da composição dos gases de exaustão foi utilizado um analisador de gases AVL Sesam i60 FTIR. Este equipamento permite a medição simultânea de até 27 espécies químicas no total e possui 3 métodos de medição: *GASOLINE*, *DIESEL* e *E100*. Cada modo de medição possui uma configuração em função do combustível utilizado nos experimentos. A medição é realizada em base úmida e as espécies químicas medidas pelo método E100, utilizado neste trabalho, são encontradas na Tabela 3. O princípio de funcionamento do equipamento é baseado na espectrometria de infravermelho por transformada de Fourier (FTIR). Uma luz de infravermelho passa pelos gases de exaustão, que são continuamente amostrados pelo analisador, e a intensidade dos comprimentos de onda são medidos por um absorvedor. Cada espécie química absorve um comprimento de onda específico e a intensidade da absorção é proporcional a concentração. Assim, é possível identificar e quantificar cada espécie química presente na amostra dos gases de exaustão. A limitação do equipamento é a impossibilidade de medir espécies monoatômicas e diatômicas homo nucleares, pois estas não absorvem energia.

Tabela 3 - Espécies químicas medidas no método E100.

<b>Espécie medida no equipamento</b>	<b>Nome da espécie</b>
<b>H2O</b>	Água
<b>CO2</b>	Dióxido de carbono
<b>CO</b>	Monóxido de carbono
<b>CH4</b>	Metano
<b>C2H2</b>	Etino
<b>C2H4</b>	Eteno
<b>C2H6</b>	Etano
<b>C3H6</b>	Propeno
<b>C4H6</b>	1-Butino
<b>IC5</b>	iso-Pentano
<b>IC8</b>	iso-Octano
<b>HCHO</b>	Formaldeído
<b>MECHO</b>	Acetaldeído
<b>HCOOH</b>	Ácido Fórmico
<b>ETOH</b>	Etanol
<b>BTOH</b>	Butanol
<b>MEOH</b>	Metanol
<b>NO</b>	Monóxido de nitrogênio
<b>NO2</b>	Dióxido de nitrogênio
<b>N2O</b>	Óxido nitroso
<b>NH3</b>	Amônia

Fonte: (AVL, 2012)

A medição da pressão instantânea de cilindro foi realizada com um transdutor piezoelétrico AVL GH14D. Para o referenciamento angular do virabrequim foi utilizado o sinal da roda dentada do motor, padrão 60-2 dentes, e um condicionador universal de pulsos AVL 389Z01, o qual divide digitalmente os pulsos da roda dentada em um padrão de 3600 pulsos por revolução. Os sinais de pressão instantânea de cilindro e referenciamento angular são adquiridos pelo sistema indicado AVL Indimicro 662. O processamento dos sinais indicados e o monitoramento *online* dos parâmetros de combustão foram realizados pelo *software* AVL Indicom Mobile. Todos os equipamentos anteriormente descritos eram comunicados com o sistema de automação AVL Puma responsável pelo controle da célula de testes e aquisição dos dados.

## 3.2 PROCESSAMENTO DOS DADOS

### 3.2.1 Parâmetros de desempenho e eficiência

O volume do cilindro de um motor em relação ao ângulo do virabrequim foi determinado pela Equação 6.

$$V(\theta) = V_c \left\{ 1 + \frac{1}{2}(r_c - 1) \left[ R + 1 - \cos \theta - (R^2 - \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \right] \right\} \quad (6)$$

sendo que  $V(\theta)$  é o volume instantâneo do cilindro em um dado ângulo  $\theta$  do virabrequim,  $V_c$  é o volume da câmara de combustão,  $r_c$  é a razão de compressão do motor e  $R$  é a razão do comprimento da biela pelo raio da manivela do virabrequim.

A pressão média efetiva indicada (IMEP) é um parâmetro utilizado para comparar a carga de operação de motores de diferentes tamanhos. É definida como a soma do trabalho entregue ao pistão ao longo dos quatro tempos do ciclo dividido pelo volume deslocado. O ângulo de  $0^\circ$  é o ângulo do ponto morto superior onde ocorre a combustão (TDCf). O cálculo do IMEP é apresentado na Equação 7.

$$IMEP = \frac{W_{c,i}}{V_d} = \frac{\int_{-180}^{540} p_i dV}{V_d} \quad (7)$$

onde  $W_{c,i}$  é o trabalho indicado do ciclo,  $V_d$  é o volume deslocado do motor,  $p_i$  é a pressão instantânea de cilindro em um dado ponto  $i$  e  $dV$  é o diferencial de volume do cilindro.

A estabilidade de operação do motor foi avaliada pelo coeficiente de variação do IMEP ( $CoV_{IMEP}$ ). O  $CoV_{IMEP}$  foi calculado através do desvio padrão do IMEP dividido pelo valor médio do IMEP dos 200 ciclos analisados, conforme a Equação 8.

$$CoV_{IMEP} = \frac{\sigma_{IMEP}}{IMEP_{m\u00e9dio}} \quad (8)$$

A pressão média efetiva de bombeamento ( $PMEP$  – *Pumping Mean Effective Pressure*) foi determinada pela soma do trabalho exercido pelo pistão ao longo dos cursos de exaustão e admissão dividido pelo volume deslocado do motor, como apresenta a Equação 9.

$$PMEP = \frac{\int_{180}^{540} p_i dV}{V_d} \quad (9)$$

A potência indicada do ciclo foi determinada pelo IMEP e a velocidade de rotação do motor, como mostra a Equação 10.

$$P_i = \frac{IMEP V_d N}{n_r} \quad (10)$$

onde  $N$  é a velocidade de rotação do motor e  $n_r$  é o número de revoluções por ciclo de potência, no caso 2 para motores de quatro tempos.

A eficiência indicada do motor foi obtida através da razão entre a potência indicada e a energia fornecida em forma de combustível ao sistema, como apresenta a Equação 11. A energia fornecida ao ciclo é definida pelo produto da vazão mássica de combustível e de seu poder calorífico inferior ( $LHV_f$  – *Lower Heating Value of Fuel*).

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_f LHV_f} \quad (11)$$

onde  $\dot{m}_f$  é a vazão mássica de combustível.

A eficiência de combustão é o parâmetro que indica a quantidade de energia do combustível desperdiçada por combustão incompleta e formação de hidrocarbonetos. A eficiência de combustão foi calculada pela Equação 12:

$$\eta_c = \frac{\sum \dot{m}_i LHV_i}{\dot{m}_f LHV_f} \quad (12)$$

onde  $\dot{m}_i$  e  $LHV_i$  são as vazões mássicas e o LHV de cada espécie química com carbono em sua composição, principalmente monóxido de carbono, hidrocarbonetos e aldeídos.

A eficiência das trocas de gases ( $\eta_{ge}$  – *Gas Exchange Efficiency*) apresenta a fração do trabalho útil do motor que é utilizado para realizar o bombeamento dos gases através das válvulas. A eficiência de troca de gases é calculada pela Equação 13.

$$\eta_{ge} = \frac{IMEP}{IMEP - PMEP} \quad (13)$$

### 3.2.2 Parâmetros de combustão

Os parâmetros de combustão podem ser obtidos através da análise da variação da pressão instantânea do cilindro em relação ao ângulo do virabrequim. A taxa de liberação de calor aparente (*AHHR – Apparent Heat Release Rate*) é deduzida a partir da primeira lei da termodinâmica que analisa o processo de liberação de energia na câmara de combustão. A aplicação da primeira lei da termodinâmica aplicada a um sistema fechado resulta na Equação 14.

$$\delta Q_{ch} = dU_s + \delta Q_{ht} + \delta W \quad (14)$$

onde  $\delta Q_{ch}$  é a variação da energia química liberada pela combustão,  $dU_s$  é a variação da energia interna do fluido,  $\delta Q_{ht}$  é a taxa de transferência de calor para as paredes do cilindro, e  $\delta W$  é a variação do trabalho transferido ao pistão. Os termos  $\delta Q_{ch}$  e  $\delta Q_{ht}$  são combinados em um único termo, *AHHR*, e igualados à mudança da energia interna e o trabalho do sistema. Após manipulações matemáticas, apresentadas por (HEYWOOD, 2018; MAURYA, 2019), obtém-se a Equação 15 utilizada no trabalho:

$$AHHR = \frac{dQ_{net}}{d\theta} = \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right) p_i \frac{dV_i}{d\theta} + \left(\frac{1}{\gamma - 1}\right) V_i \frac{dp_i}{d\theta} \quad (15)$$

onde  $dQ_{net}$  é a taxa de liberação de calor líquida,  $p_i$  e  $V_i$  são a pressão e o volume instantâneos do cilindro. A razão dos calores específicos  $\gamma$  foi mantido constante no valor de 1.35, conforme sugere o manual do *software* Indicom (AVL, 2012). A curva de fração de massa queimada (*MFB – Mass Fraction Burned*) foi obtida pela integração e normalização da taxa de liberação de calor aparente no intervalo correspondente à combustão. A normalização entre 0 e 100% possibilita a determinação dos ângulos de 5%, 10%, 50% e 90% de massa queimada.

A temperatura instantânea dos gases dentro do cilindro foi estimada utilizando a condição de gás ideal e massa constante ao longo do ciclo, como mostra a Equação 16.

$$T_i = \frac{T_{ivc} p_i V_i}{p_{ivc} V_{ivc}} \quad (16)$$

onde  $T_{ivc}$ ,  $p_{ivc}$  e  $V_{ivc}$  são temperatura do fluido, pressão e volume do cilindro no instante de fechamento da válvula de admissão (*IVC – Intake Valve Closure*). Foi considerada a temperatura média do ar no duto de admissão como a temperatura do fluido no instante de fechamento da válvula de admissão.

### 3.2.3 Emissões

A concentração dos gases de exaustão foi determinada pelo analisador de gases em partes por milhão (ppm) e em base úmida. As medições foram convertidas para emissões específicas ( $IS_x$ ), em g/kW.h, utilizando o procedimento descrito na Regulamentação 49 da (ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE OF THE UNITED NATIONS (UN/ECE), 2017). As emissões específicas de monóxido de carbono (ISCO), de óxidos de nitrogênio ( $ISNO_x$ ) e de hidrocarbonetos totais (ISTHC) foram calculadas usando as Equações 17, 18 e 19, respectivamente.

$$ISCO = \frac{u_{CO} [CO] \dot{m}_{exh}}{P_i} \quad (17)$$

$$ISNO_x = \frac{(\sum u_{NO_x} [CO]) k_{hg} \dot{m}_{exh}}{P_i} \quad (18)$$

$$ISTHC = \frac{(\sum u_{C_iH_j} [C_iH_j] + u_{ETOH} [ETOH] + u_{MECHO} [MECHO] + u_{HCHO} [HCHO]) \dot{m}_{exh}}{P_i} \quad (19)$$

onde  $u_x$  é a razão das massas molares de cada componente,  $[x]$  é a concentração em ppm de cada componente e  $C_iH_j$  é cada hidrocarboneto medido pelo analisador de gases, demonstrado na Tabela 3. A vazão mássica de gases de exaustão ( $\dot{m}_{exh}$ ) foi calculada pela soma da vazão mássica de ar admitida pelo motor e vazão mássica de combustível, conforme a Equação 20.

$$\dot{m}_{exh} = \dot{m}_{air} + \dot{m}_f \quad (20)$$

A vazão mássica de ar ( $\dot{m}_{air}$ ) foi determinada pela vazão mássica de ar seco ( $\dot{m}_{air,dry}$ ) somada a vazão mássica de água referente a umidade ( $\dot{m}_{hum}$ ), conforme a Equação 21. A vazão mássica de ar seco foi calculada através da multiplicação da vazão mássica de combustível, descontando o teor de água presente no mesmo ( $\dot{m}_{w,f}$ ), o fator lambda medido ( $\lambda$ ) no sistema de exaustão do motor, e a razão ar-combustível estequiométrica do combustível de referência (Tabela 2), como apresentada na Equação 22.

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{air,dry} + \dot{m}_{hum} \quad (21)$$

$$\dot{m}_{air,dry} = (\dot{m}_f - \dot{m}_{w,f}) \lambda \frac{A}{F} s \quad (22)$$

A vazão mássica de água referente a umidade é calculada pela Equação 23. O termo  $H_a$  é a umidade do ar (g de água/kg de ar seco) e foi calculado seguindo os passos descritos por (VAISALA, 2013), conforme a Equação 24.

$$\dot{m}_{hum} = \dot{m}_{air,dry} * H_a \quad (23)$$

$$H_a = \frac{621,9907 p_w}{p_{amb} - p_w} \quad (24)$$

onde  $p_{amb}$  é a pressão ambiente e  $p_w$  é a pressão de vapor da água.

A pressão de vapor da água é calculada utilizando a pressão de saturação do vapor de água  $p_{ws}$  e a umidade relativa  $RH$ , conforme a Equação 25.

$$p_w = \frac{p_{ws}RH}{100} \quad (25)$$

A pressão de saturação do vapor de água foi estimada usando a equação apresentada por (HUANG, 2018), conforme a Equação 26.

$$\ln\left(\frac{p_{ws}}{p_c}\right) = \frac{T_c}{T} \left( c_1 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right) + c_2 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{1,5} + c_3 \vartheta \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^3 + c_4 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{3,5} + c_5 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^4 + c_6 \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{7,5} \right) \quad (26)$$

onde  $p_c$  é a pressão crítica (220640 hPa),  $T_c$  é a temperatura crítica (647.096 K),  $T$  é a temperatura ambiente, coeficiente  $c_1$  é igual a -7.85951783, coeficiente  $c_2$  é igual a 1.84408259, coeficiente  $c_3$  é igual a -11.7866497, coeficiente  $c_4$  é igual a 22.6807411, coeficiente  $c_5$  é igual a -15.9618719, coeficiente  $c_6$  é igual a 1.80122502.

A razão de massas molares para cada componente  $u_i$  foi calculada conforme a Equação 27.

$$u_i = \frac{M_{gas,i}}{(1000 M_{e,i})} \quad (27)$$

onde  $M_{gas,i}$  é a massa molar de cada componente (g/mol) e  $M_{e,i}$  é a massa molar do gás de exaustão (g/mol).

A Equação 28 apresenta o cálculo de  $M_{e,i}$  para um combustível genérico  $CH_\alpha O_\varepsilon N_\delta S_\gamma$ :

$$M_{e,i} = \frac{1 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{air}}}{\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{air}} \frac{\alpha}{12,011} + \frac{\varepsilon}{1,00749} + \frac{\delta}{15,9994} + \frac{\gamma}{14,0067} + \frac{32,065\gamma}{32,065} + \frac{0,001 H_a}{18,01528} + \frac{1}{(1 + H_a) 0,001 M_a}} \quad (28)$$

onde  $M_a$  é a massa molar do ar seco (28,965 g/mol).

A Regulamentação 49 apresenta um fator de correção para as emissões de NO<sub>x</sub> com base na umidade ambiente, apresentada na Equação 29.

$$k_{hg} = 0,6272 + 0,04403 H_a - 0,000862 H_a^2 \quad (29)$$

### 3.3 PROCEDIMENTO DE TESTES

Antes de cada teste, o motor foi operado em média carga e velocidade de rotação média durante 20 minutos para alcançar a temperatura de operação estável. As temperaturas do líquido de arrefecimento e do óleo lubrificante foram mantidas em 365±2 K. A velocidade de rotação do motor foi mantida constante em 1500 rpm. O instante de ignição foi ajustado em cada ponto de operação para manter o ângulo de 50% de massa queimada (CA50) em aproximadamente 10 CAD ATDCf (*After Top Dead Center Firing*). As fases dos comandos variáveis de válvulas foram mantidas nas posições travada (*locked position*), resultando num cruzamento negativo de válvulas (NVO – *negative valve overlap*) de 5 CAD a 0,5 mm de abertura de válvulas. Esta configuração de evento de válvulas foi escolhida para diminuir a fração de gases residuais retida no cilindro. O fator de excesso de ar foi alterado, de lambda 1,0 (estequiométrico) até lambda 1,5, com incrementos de 0,1. O CoV<sub>IMEP</sub> máximo de 3,0% foi utilizado como limite de estabilidade de operação. A pressão de combustível na linha de alta pressão foi mantida em 10±0,5 MPa. Para cada ponto de operação foram adquiridos dados indicados de 200 ciclos consecutivos do motor e os dados médios de 30 segundos de medição.

Na primeira parte dos testes experimentais a carga de operação foi mantida constante em 4,0 bar IMEP e o instante do início de injeção (SOI – *Start of Injection*) de combustível foi explorado de 30 a 120 CAD ATDCi, com incrementos de 30 CAD. Na segunda parte dos testes experimentais o SOI de combustível foi mantido constante em 30 CAD ATDCi e as cargas de operação do motor foram de 2,1, 4,0, 6,1 e 8,0 bar de pressão média efetiva indicada.

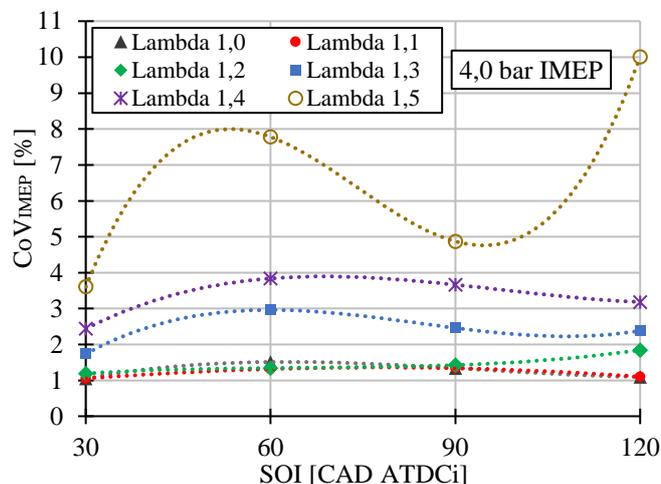
## 4 RESULTADOS

Os resultados deste trabalho estão divididos em duas seções: A primeira seção apresenta os resultados do efeito do instante de início de injeção de combustível em carga constante de 4,0 bar IMEP. O resultado desta seção foi a determinação do melhor instante de início de injeção de combustível, com SOI em 30 CAD ATDCi, que foi empregado na segunda seção dos resultados. A segunda seção apresenta o artigo de congresso com os resultados do estudo da exploração do limite pobre em regime de carga parcial com SOI fixo.

### 4.1 EFEITO DO INSTANTE DE INÍCIO DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL

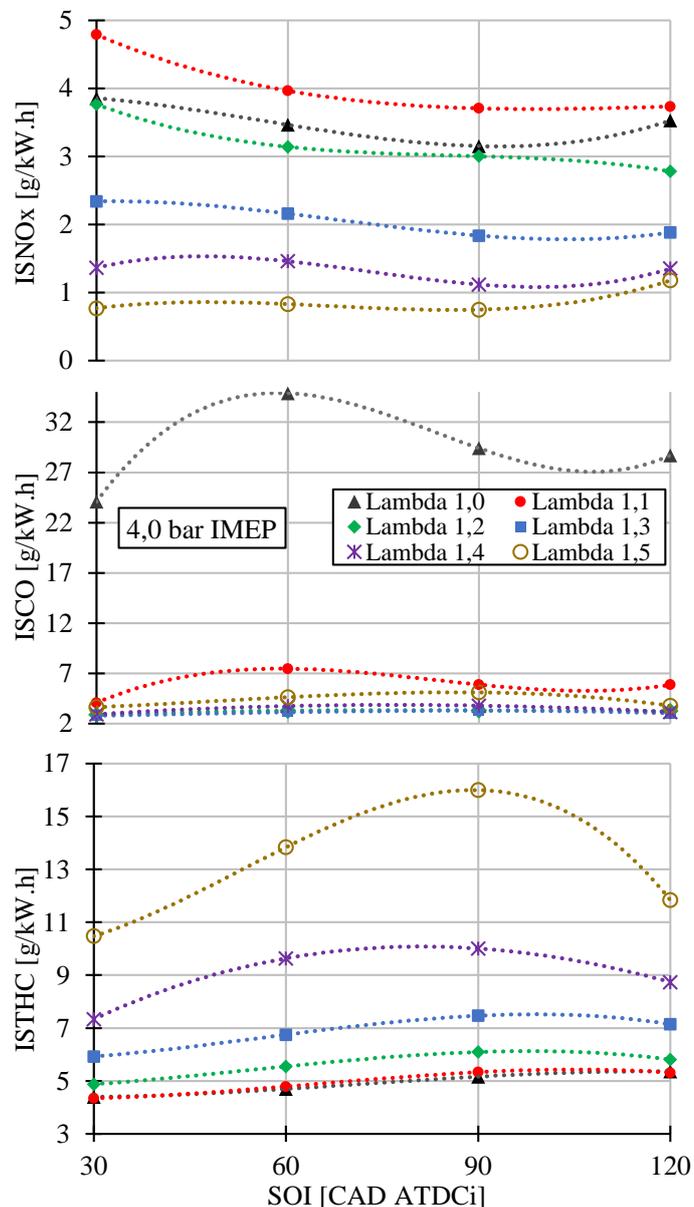
O efeito do SOI de combustível no  $CoV_{IMEP}$  para todos os fatores de excesso de ar testados é mostrado na Figura 11. A influência do SOI na estabilidade de operação foi mais proeminente para os fatores de excesso de ar acima de 1,2, onde o SOI de 60 CAD ATDCi apresentou o pior  $CoV_{IMEP}$ . O SOI em 120 CAD ATDCi mostrou uma tendência de aumento de estabilidade de operação, o que pode ser atribuído à formação de zonas ricas na câmara de combustão, favorecendo o início da combustão. A exceção foi encontrada para o fator de excesso de ar de 1,5 e SOI em 120 CAD ATDCi, que apresentou o pior comportamento em relação ao  $CoV_{IMEP}$ . O SOI de 30 CAD ATDCi promoveu os menores  $CoV_{IMEP}$ , em que a melhor homogeneização da mistura ar-combustível suportou maior diluição com ar, e apenas para o fator de excesso de ar de 1,5 o limite de  $CoV_{IMEP}$  de 3% foi ultrapassado.

Figura 11 - Coeficiente de variação do IMEP em função do instante de início de injeção.



As emissões de ISCO, ISTHC e ISNO<sub>x</sub> são mostrados na Figura 12. As emissões de ISNO<sub>x</sub> apresentaram uma tendência de redução com SOI tardios de combustível e em maiores fatores de excesso de ar. Para SOI mais tardio a menor formação de NO<sub>x</sub> pode ser associada ao *charge cooling effect* mais proeminente, diminuindo a temperatura da mistura ar-combustível dentro do cilindro, ao menor tempo disponível para a homogeneização, que deteriora a combustão, tornando-a mais longa, e assim diminuindo a temperatura máxima dentro do cilindro. O aumento do fator de excesso de ar promoveu a diminuição da temperatura máxima de combustão e assim, a diminuição da formação de NO<sub>x</sub> para todos os SOI testados.

Figura 12 - Emissões específicas indicadas em função do instante de injeção.



A variação do SOI apresentou pouca influência nas emissões de ISCO para fatores de excesso de ar acima de 1,2, como mostra a Figura 12. A alta formação de CO em fator de excesso de 1,0 ocorre devido à baixa disponibilidade de oxigênio presente na combustão estequiométrica. Para SOI em 60 CAD ATDCi foi observada a maior formação de CO para os fatores de excesso de ar de 1,0 e 1,1, o que pode ser relacionado a uma interação do *spray* de combustível com o escoamento interno do cilindro, prejudicando a homogeneização da mistura ar-combustível para esse SOI.

As emissões de ISTHC apresentaram uma tendência de aumento em função de SOI mais tardios, com o pico de formação com o SOI em 90 CAD ATDCi, e com uma queda na formação para o SOI em 120 CAD ATDCi. O menor tempo disponível para a preparação da mistura ar-combustível para SOI mais tardios, formando zonas heterogêneas dentro do cilindro, promovem a maior formação de THC. Contudo, o pico de formação de THC não ocorreu no SOI de 120 CAD ATDCi, e sim em SOI em 90 CAD ATDCi, o que pode ser relacionado novamente à interação do *spray* de combustível com o escoamento interno do cilindro, porém, esse efeito foi pouco expressivo para fatores de excesso de ar de 1,0 e 1,1.

Com base nos resultados de  $CoV_{IMEP}$  e de emissões específicas para todas os fatores de excesso de, principalmente para os maiores fatores de excesso de ar, foi o SOI de 30 CAD ATDCi. O instante de início de injeção de combustível mais adiantado permitiu melhor homogeneização da mistura, promovendo maior estabilidade de combustão e menores níveis de emissões de ISCO e ISTHC, apesar da maior formação de  $ISNO_x$ . Assim, esse SOI foi escolhido para a realização da segunda parte do trabalho.

## 4.2 ARTIGO DE CONGRESSO

Os resultados desta seção do trabalho foram submetidos ao Congresso SAE Brasil 2020, conforme o artigo que segue.

# Exploring the Part Load Lean Limit of a Direct Injection Spark Ignition Engine Fueled with Ethanol

Geovane A. F. Prante, Diego Golke, Mario E. S. Martins, Thompson D. M. LanzaNova, Roberto A. Garlet, Marcelo Rohrig  
Federal University of Santa Maria

## Abstract

Stringent environmental legislation has demanded development of internal combustion engines towards higher thermal efficiency to reduce greenhouse gas emissions. Brazilian governmental programs like ROTA 2030 and RenovaBio drive the research and development of highly efficient engines fueled with biofuels, as sugarcane bioethanol, that has a near to zero carbon footprint. Some technologies such as gasoline direct injection, variable valve train and turbocharging were implemented in downsized Spark Ignition (SI) engines to reach higher thermal efficiencies and decrease CO<sub>2</sub> emissions. Homogeneous lean combustion in SI operation can improve fuel consumption and reduce exhaust gas emissions. However, homogeneous lean operation is limited by combustion instability and led the three-way-catalyst (TWC) to not convert nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>). With lean combustion the NO<sub>x</sub> emissions could be significantly lower, enabling the use of lean-NO<sub>x</sub>-trap (LNT) as an effective low cost aftertreatment for NO<sub>x</sub>. To explore the limits of homogeneous lean combustion in SI engines, experimental tests were run to investigate performance, efficiency, combustion, and emission parameters of a multi-cylinder Ford 1.0l Ti-VCT EcoBoost engine fueled with hydrous ethanol. Hydrous ethanol is a commercial Brazilian fuel which has greater laminar flame speed and higher dilution tolerance than gasoline, and thus it can increase combustion stability. Part load operation (below 8.0 bar IMEP) were explored at engine speed of 1500 rpm. Air-to-fuel ratio was varied from stoichiometric ( $\lambda$  1.0) to  $\lambda$  1.5. The lean limit of stable homogeneous lean combustion (CoV of IMEP  $\leq$  3.0%) was archived in  $\lambda$  1.4. The lowest indicated load of 2.1 bar IMEP was limited in combustion stability at  $\lambda$  1.3. The maximum indicated efficiency was 36.9% in indicated load of 8.0 bar IMEP and  $\lambda$  1.4. The NO<sub>x</sub> emissions drop below 1.4 g/kWh at 4.0 bar IMEP and  $\lambda$  1.4.

## Introduction

Improving energy efficiency is essential to mitigate the increase in global warming, mainly due to the growing use of energy as the quality of life improve and population grows from emerging economies [1]. Increasing energy efficiency means emitting less carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) per input energy unit. Some authors, for instance [2], consider electric battery vehicle (EBV) as alternative to internal combustion engines (ICEs) to reduce CO<sub>2</sub> emissions. However, around 49% of CO<sub>2</sub> emitted comes from electricity generation and heating against 20% from the transport sector [3].

Electricity generation from carbon free energy is a requirement to EBV be practicable, but it is not feasible in a near future [4]. Also, batteries from EBV needs superior technologies to overcome problems and be competitive in cost like energy density, recharging time, durability, and raw material supply [5]. Continuing improvement in efficiency of ICEs is the only way to guarantee sustainable reduction in greenhouse gas emissions [6,7].

In this way, lean operation is usually used to further improve efficiency. The maximum efficiency is obtained from an ideal model of engine cycle with air as fluid. The specific heat ratio ( $\gamma$ ) of the mixture (fuel + air) is lower than air value, and results in lower thermal efficiency. Thus, lean combustion

operation drives the ratio of specific heat near to air value, increasing the theoretical thermal efficiency [8]. In addition, the pumping losses is reduced as the intake pressure is increased due to mixture enlargement to perform the same work at part load condition [9]. The higher air mass content than stoichiometric condition increases the heat capacity of the mixture, then lowering the average in-cylinder temperature and decreasing heat losses [10]. Also, the specific heat ratio increases with the decrease of average temperature [11]. Some drawbacks of air dilution are higher combustion duration and deterioration [12].

In relation to emissions, the higher oxygen concentration increases the oxidation of carbon monoxide (CO) and hydrocarbons (HC). However, the HC emissions can increase due partial burn and misfire under combustion stability limits [13]. The Zeldovich mechanism is the main mechanism for nitrogen oxide (NO) formation and is mainly dictated by temperature [14]. Despite the maximum in cylinder temperature is around  $\lambda$  0.95 [15], the NO<sub>x</sub> formation is enhanced due to higher oxygen availability. But the cooling effect becomes dominant after  $\lambda$  1.2 and the formation of NO<sub>x</sub> starts decreasing [16].

As the TWC is not capable to convert NO<sub>x</sub> due to the lack of rich combustion products, a system such as lean NO<sub>x</sub> trap or selective catalytic reduction (SCR) is required to reduce the NO<sub>x</sub> emissions in acceptable legislation levels. However, lean-NO<sub>x</sub>-trap and SCR system need fuel penalty for regeneration and urea addition as reduction agent respectively [17].

Stratified operation is used to increase lean combustion limits and controllability [18]. However, stratified combustion can produce high levels of soot and NO<sub>x</sub> emissions due to a rich region around the spark plug. Homogeneous combustion shows reduced NO<sub>x</sub>

emissions when compared to stratified mode [19] and thus reducing cost from exhaust gas after treatment.

For this reason, Clasen *et al.* [20] investigated the load limit in lean operation under homogeneous combustion considering combustion stability and knock limit. The tests were carried out in a standard Volvo two liter four-cylinder gasoline direct injected (DI) engine and equipped with an advanced two stage turbo charger system. The results showed homogeneous lean combustion achievable up to 14 bar of brake mean effective pressure (BMEP), lower NO<sub>x</sub> emission in the order of 1 g/kWh in part load condition and an overall brake fuel consumption improvement compared to stoichiometric condition.

Da Costa *et al.* [21] studied stratified lean combustion using spark ignition (SI) single cylinder optical research engine fueled with Brazilian ethanol. Combustion and emission analyses were performed under 3 bar indicated mean effective pressure (IMEP) and minimum spark advance for best torque (MBT) condition. As results, the lean limit was at lambda 1.4 considering coefficient of variation in indicated mean effective pressure (CoV of IMEP) below of 3%. The air dilution resulted in a 2.6% improvement in engine fuel conversion efficiency compared to stoichiometric condition. In addition, the reduced emission levels found represent a more complete combustion.

In Brazil, Hydrous ethanol is a promise alternative to gasoline, widely available in gas station and used in current fleet. When compared with gasoline, ethanol shows great knock resistance [22] that allows higher boosted levels increasing engine load range with homogenous lean combustion. Also, hydrous ethanol requires less energy to remove the water from the fuel during the production process [23]. This results in economic advantages and engine performance improvement when compared to anhydrous ethanol [24,25]. The charge cooling effect from ethanol is higher than gasoline due to higher latent heat of vaporization [26]. The higher cooling effect increases the charge specific mass. In throttle operation, the pumping work is increased to maintain same engine load. However, the lower temperature and pressure decrease the compression work [27]. The ratio of specific heat from ethanol is higher than gasoline [8]. Ethanol combustion process produces more triatomic molecules that increases the heat capacity, decreasing the temperature and reducing heat losses [28]. Both characteristics increases the engine efficiency. Also, ethanol has higher laminar flame speed than gasoline [29], which can decrease combustion duration and improve engine performance under lean combustion. However, ethanol has inferior lower heat value (LHV) than gasoline and leads to higher fuel consumption and reduced fuel tank mileage [30].

In this way, this work depicts an investigation of homogenous lean combustion limit using hydrous ethanol. The tests were performed in a three cylinders DI turbocharged Ford EcoBoost 1.0 liters engine. The engine speed was fixed at 1500 rpm and the engine load were varied in 2.1, 4, 6 and 8 bar of IMEP. The crank angle degree (CAD) of 50% mass fraction burned (CA50) was fixed at 10 CAD after top dead center firing (ATDC<sub>f</sub>) and the CoV of IMEP was limited at maximum value of 3.0%. The study was realized through analyses of engine performance, combustion parameters and emissions to better understand the ethanol effect under homogeneous lean combustion.

## Methodology

### Experimental Setup

The experiments were carried out using an in line three cylinders DI turbocharged Ford EcoBoost 1.0-liter engine. The engine is equipped with four valves per cylinder and double overhead camshaft (DOHC), with a twin independent variable cam timing (Ti-VCT) system. Engine specifications are shown in Table 1.

Table 1. Engine specifications.

Parameter	Description
Displaced Volume	999 cc
Number of Cylinders	3
Stroke	82 mm
Bore	71.9 mm
Connecting Rod	137 mm
Compression Ratio	10:1
Number of Valves per Cylinder	4
Exhaust Valve Open (EVO)	48° BBDC @ 0.5 mm lift
Exhaust Valve Close (EVC)	0° BTDC @ 0.5 mm lift
Inlet Valve Open (IVO)	5° ATDC @ 0.5 mm lift
Inlet Valve Close (IVC)	53° ABDC @ 0.5 mm lift
Injection	High pressure direct injection with 6 holes solenoid injectors
Combustion Chamber Type	Pent roof

Engine operating parameters, such as angle of ignition, angle of start of injection, valve phase timing and others, were adjusted using a programmable engine control unit (ECU) Bosch MS6.3. The air-fuel mixture was monitored using a Bosch LSU 4.9 lambda probe. A MPX4250 and an AVL APT100 pressure transducers were used to measure the intake and exhaust pressure, respectively. The intake temperature was measured using an AVL PT100 sensor. Type K thermocouples were used to monitor the exhaust gas temperature before and after the turbine, oil reservoir temperature and cooling system temperature. Atmospheric conditions as air pressure, temperature and humidity were measured using a HMT330 unit from VAISALA.

Engine speed and load were applied by an AVL DynoPerform 240 dynamometer. For the acquisition and processing of the cylinder pressure signal were used an AVL GH14D piezoelectric pressure transducer and the indicated system AVL IndiMicro 602 and was used to acquire the cylinder pressure signal. AVL Indicom user interface software was utilized for online monitoring of combustion parameters. Fuel consumption was obtained using an AVL 7130 gravimetric measuring fuel balance. The combustion products were measured with the AVL Sesam FTIR i60 emission analyzer. The AVL PUMA Open system was used to control the test cell and data acquisition. The experimental setup scheme is shown in Figure 1.

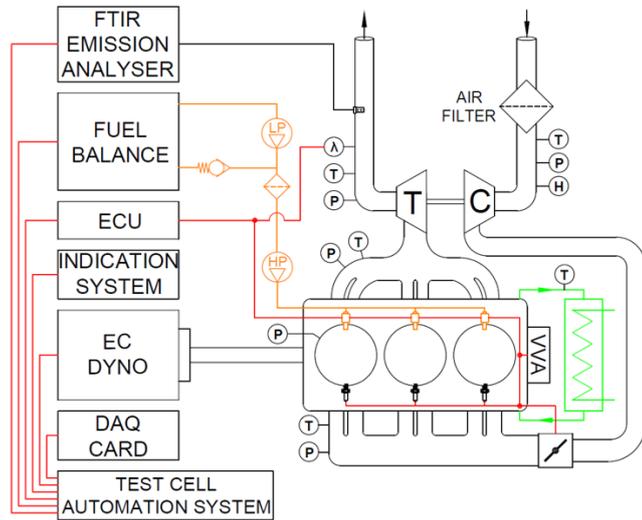


Figure 1. Experimental setup scheme.

## Test Procedure

The engine was operated at medium load and speed for 20 minutes to ensure warmed condition before each test. The engine oil and coolant temperatures were kept at  $365 \pm 2$  K. The fuel used was hydrous ethanol E94W06 (6% v/v water content) and was kept at constant rail pressure of  $100 \pm 5$  bar. All test points were performed at 1500 rpm and the spark advance was set to kept CA50 at 10 CAD. The variable valve timing of intake and exhaust cams were kept at locked position, which represent a negative valve overlap (NVO) of 5 CAD at 0.5 mm of valve lift as shown in Figure 2. These valves positions were chosen to minimize the amount of residual gas fraction (RGF) trapped in the cylinder, which can be other source of combustion dilution and limiting the range of lean operation.

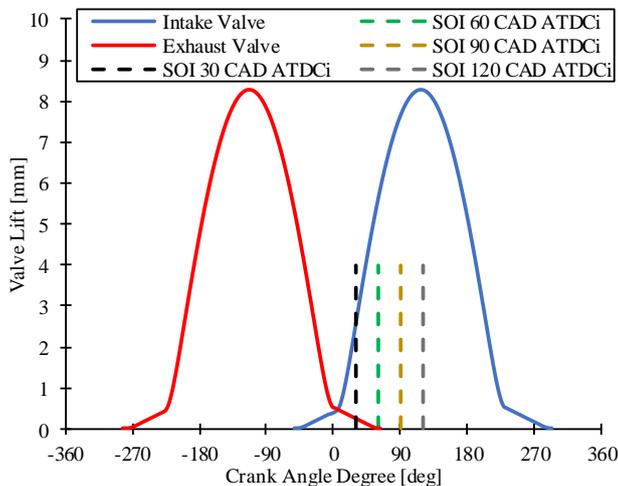


Figure 2. Valve lift and SOI tested.

This engine has a maximum brake load of 16 bar BMEP at 1500 rpm [31]. Thus, the maximum partial load considered for this experiment was 8.0 bar IMEP. Four different engine loads were tested: 2.1, 4.0, 6.1 and 8.0 bar IMEP. The air-fuel ratios were varied from lambda 1.0 to lambda 1.5 with an increment of 0.1. The limit of CoV of IMEP of 3.0% was considered for stable combustion as a limit for vehicle homologation and drivability.

A preliminary study was performed to determine the best angle of start of injection (SOI). This study is based on the lowest CoV of IMEP at 4.0 bar IMEP, which represents 50% of the maximum part load. The injection timing was varied from 30 to 120 CAD after top dead center of intake stroke (ATDCi) to ensure enough time to homogenate the fuel with air. Previous research has shown that SOI between 0 to 30 CAD ATDCi produces high levels of HC probably due to fuel impingement. Figure 2 depicts the different SOI tested.

The CoV of IMEP of all injection timing tested at 4.0 bar IMEP was plotted in Figure 3. The SOI of 30 CAD ATDCi presented the best combustion stability for all air-fuel ratios, resulting in CoV of IMEP under 3.0% for lambda from 1.0 to 1.4. The highest value of CoV of IMEP found at this SOI was 3.6% at lambda 1.5, which is slightly above the limit of 3.0%. The SOI of 30 CAD ATDCi allows more time to homogenate the fuel-air mixture, reducing heterogeneous zones of fuel-air mixture. For a single injection event, the homogeneous mixture proved to support leaner combustion than the heterogeneous mixture, resulting in better combustion stability. For this reason, the SOI of 30 CAD ATDCi was defined as the injection timing for the rest of the work.

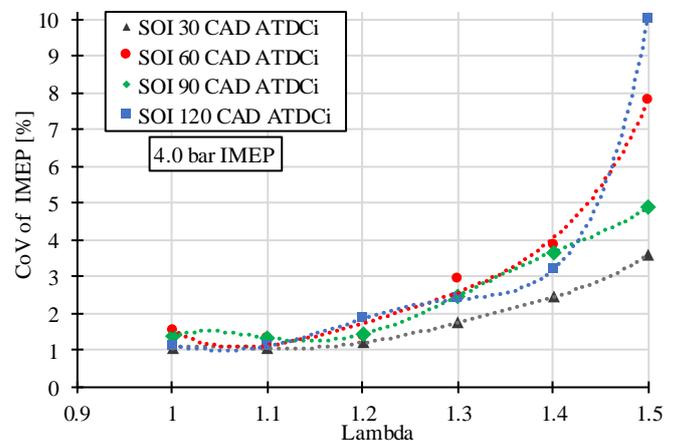


Figure 3. CoV of IMEP for all SOI tested.

## Results

Figure 4 depicts the combustion duration (CA1090) as a function of lambda. The combustion duration increased as increasing air dilution for all engine loads. The main reason is the lower laminar flame speed in leaner conditions, leading to a higher combustion duration. For 8.0 bar IMEP, the combustion duration shown an increase of 12.8 CAD. The increase in combustion duration results in greater heat transfer to the cylinder walls, less heat release in lower cylinder volume, less thermal efficiency, and higher combustion instability. Longer combustion exposes the in-cylinder charge to higher periods of high temperature that could be a source of greater NO<sub>x</sub> formation.

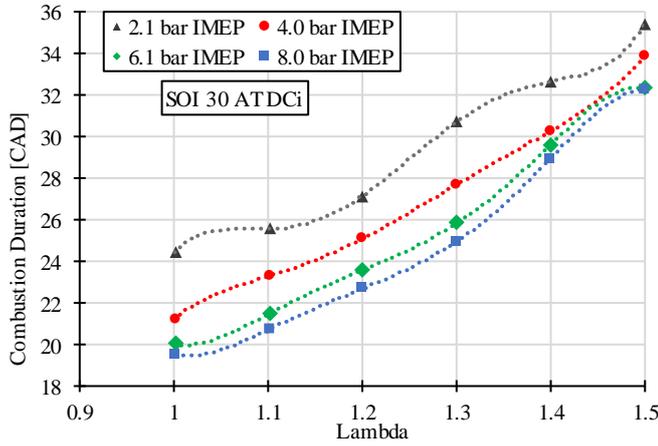


Figure 4. Combustion duration for all tested loads.

Figure 5 shows engine combustion parameters for the load of 4.0 bar IMEP. To keep CA50 at 10 CAD ATDCf for all tested air-fuel ratios, more spark advance, represented as AIGN (angle of ignition), was necessary for combustion phasing. The CAD of CA10 have a slight advanced and the CAD of CA90 was more retarded in leaner conditions, following the increased spark advance. The increase in ignition delay (AIGN-CA10) as the combustion became leaner shows that ignition delays have a higher influence in combustion stability than combustion durations. For all tested points, the same behaviors were observed.

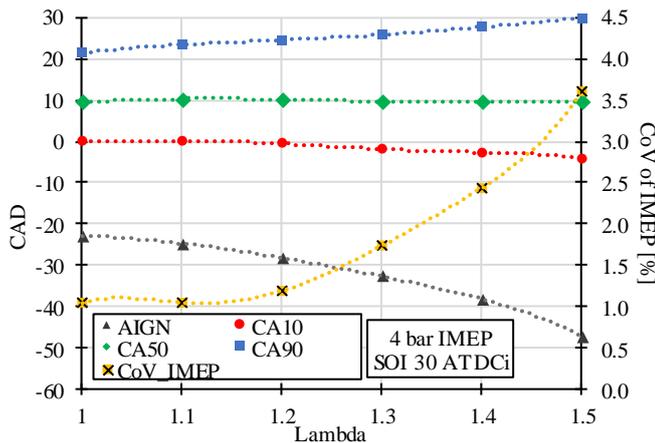


Figure 5. Crank angle degree of combustion parameters and CoV of IMEP for load of 4.0 bar IMEP.

Figure 6 depicts the CoV of IMEP as a function of lambda for all tests loads. The highest CoV of IMEP was archived for 2.1 bar IMEP, reaching a value above 3.0% at lambda 1.4 and 7.5% at lambda 1.5. The main cause of higher CoV of IMEP in low load is the minor reaction rate of the mixture due to lower intake pressure and higher amount of residual gas fraction. Lower intake pressure implies to a lower cylinder pressure and temperature before the start of combustion, and less amount of air inducted to the cylinder. Assuming the constant mass of residual gas in the combustion chamber and lower mass of fresh air, the residual gas mass fraction became higher and deteriorated the combustion in low load. For 6.1 and 8.0 bar IMEP, the CoV of IMEP remained below 2% at lambda 1.4, reaching 3.6% at lambda 1.5.

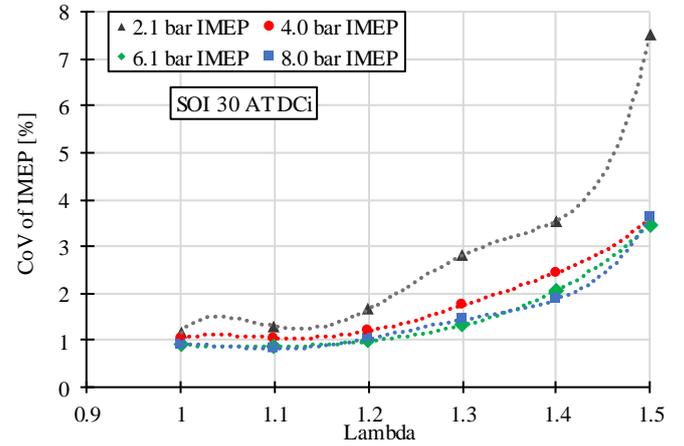


Figure 6. CoV of IMEP for all tested loads.

Figure 7 shows the angle of maximum cylinder pressure and the maximum cylinder pressure as function of relative air/fuel ratio. The maximum cylinder pressure increases according to the increase of lambda. This can be attributed to higher intake pressure to increase the amount of air inducted to the engine. As higher the pressure at start of compression stroke, higher is at the end of compression stroke, considering an ideal cycle of engine model with constant volume combustion. The maximum in-cylinder pressure increases by approximately 7% for all tested loads from lambda 1.0 to 1.5. The maximum in-cylinder pressure angle advances as air dilution increases. A possible explanation is the earlier occurrence of CA10 as lambda is higher. Due the more spark advance, the heat release of combustion starts sooner, and the angle of maximum cylinder pressure is moved closer to TDC, where the volume is smaller. In addition, the HC emissions can increase due to the higher in-cylinder pressure near the TDC, which results in a greater mass content in the crevice volume.

Clasen *et al.* [20] derived the equation 1 to estimate the in-cylinder temperature from the cylinder pressure assuming ideal gas condition, constant mass between IVC and EVO and using average inlet air temperature.

$$T_{cyl}(\theta) = \frac{T_{cyl,ivc} (P_{cyl}(\theta) V_{cyl}(\theta))}{P_{cyl,ivc} V_{cyl,ivc}} \quad (1)$$

Figure 8 depicts the maximum in-cylinder temperature for all tested loads. The maximum in-cylinder temperature is obtained around lambda 0.95 and gradually drop as the air fuel ratio increases [15]. A reasonable reason is the higher in-cylinder air mass, which increases the mixture heat capacity. Thus, the air fuel mixture absorbs more heat, lowering the average charge temperature. As disadvantage, the lower in-cylinder temperature slows down the combustion speed, increasing the combustion duration. The longer combustion duration increases the heat transfer and deteriorates the combustion stability, which reduce the engine thermal efficiency. However, the lower in-cylinder temperature decreases the heat transfer. In addition, the ratio of specific heat is higher as the in-cylinder temperature decreases, increasing the theoretical engine thermal efficiency.

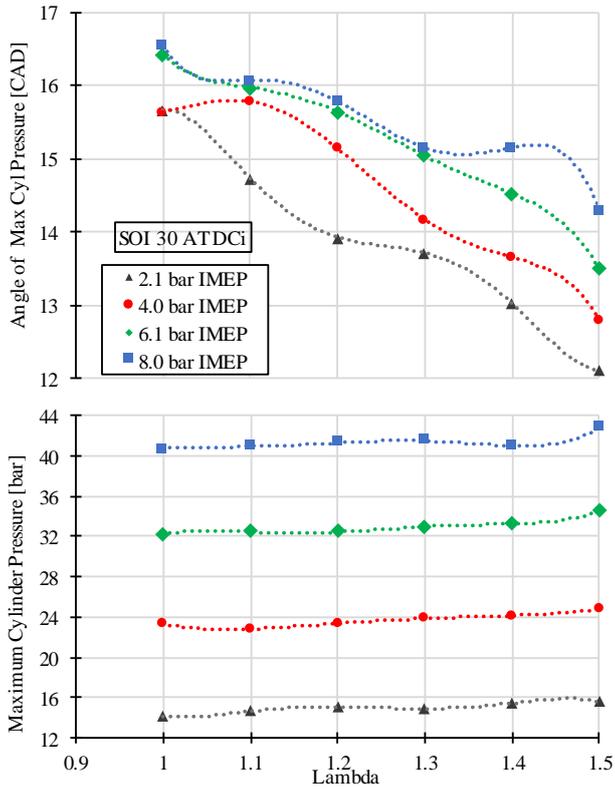


Figure 7. Angle of maximum in-cylinder pressure and maximum in cylinder pressure for all tested loads.

Figure 9 shows the exhaust temperature at different air-fuel ratios. As the maximum in-cylinder temperature drops, the exhaust temperature is reduced. One possible explanation is given by an ideal cycle. The exhaust temperature is calculated according to equation 2, this explains the proportional behavior with maximum in-cylinder temperature. The lower exhaust temperature implies in a lower exhaust enthalpy that limits the turbocharged operating range. The use of turbocharger is necessary to extends the range of lean operation for higher loads and leaner mixtures.

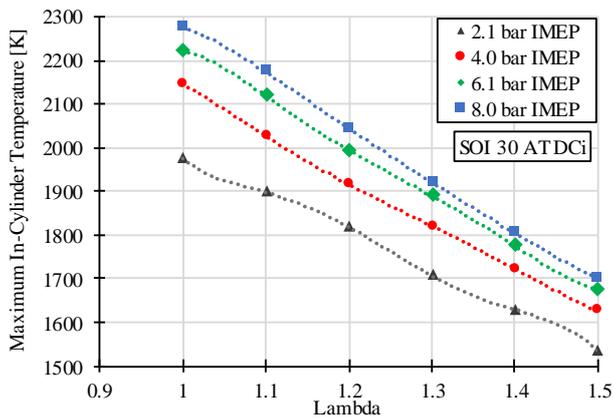


Figure 8. Maximum in-cylinder temperature for all tested loads.

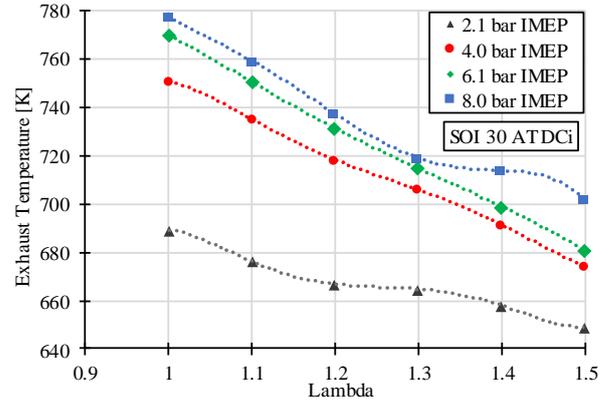


Figure 9. Exhaust temperature for all tested loads.

$$T_4 = T_3 \left( \frac{1}{RC} \right)^{\gamma-1} \quad (2)$$

Figure 10 depicts the intake pressure for all tested loads. The throttle body opening was increased to sustain the indicated engine load with higher combustion dilution, and then, increasing the intake pressure to ensure enough air to that operating point. As an example, the intake pressure was increased 32.6% in 6.1 bar IMEP to ensure enough mass of fresh air at lambda 1.5. The de-throttled operation was achievable from lambda 1.3 to lambda 1.5 at 8.0 bar IMEP. Lambda 1.5 could be reached only with turbocharged operation in this load.

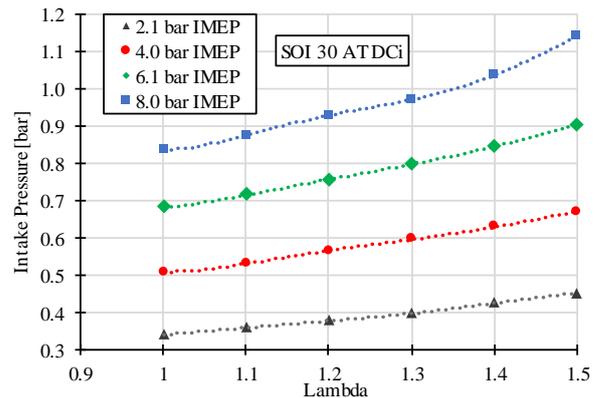


Figure 10. Intake pressure for all tested loads.

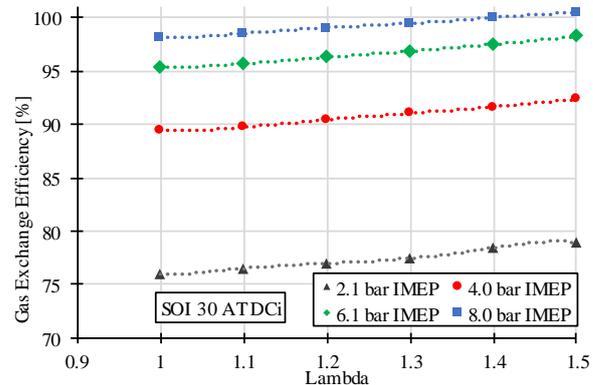


Figure 11. Gas exchange efficiency for all tested loads.

Figure 11 shows the gas exchange efficiency (GEE) as a function of the relative air-fuel ratios. The pumping work decreased as the intake pressure increased and the exhaust pressure remained constant. The gas exchange efficiency is an inverse function of pumping work, thus decreasing the pumping work results in higher GEE. For all tested loads, absolute gains of 3% in GEE was possible. However, there is not GEE gain in 8.0 bar IMEP from lambda 1.4 to 1.5, which stayed in 100%.

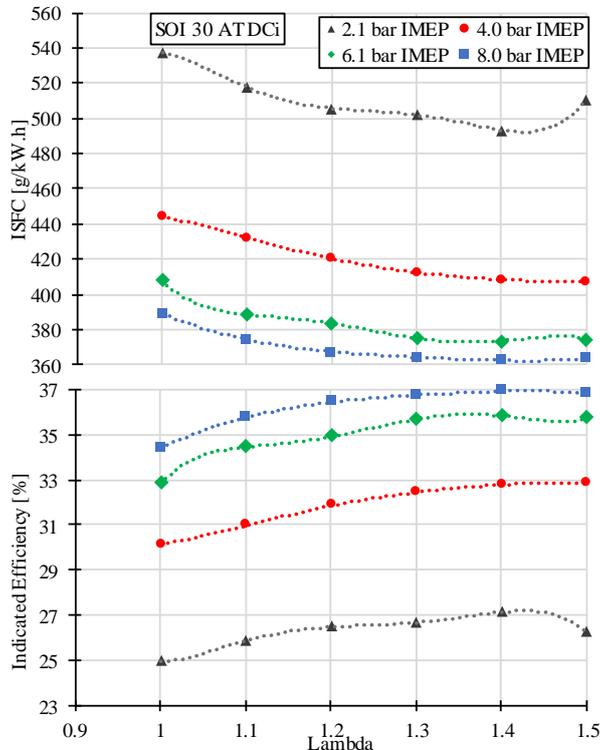


Figure 12. Indicated specific consumption and indicated efficiency for all tested loads.

Figure 12 depicts the indicated specific fuel consumption and indicated efficiency for all tested loads. The indicated specific consumption for ethanol is higher because of the stoichiometric air-fuel ratio and lower heating value when compared with gasoline. At leaner conditions, the indicated specific fuel consumption decreased while the gas exchange efficiency increased. The energy spent due to the pumping work is smaller in higher air-fuel ratios. For load of 2.1 bar IMEP and lambda 1.5, the increase in indicated specific fuel consumption could be explained by the higher CoV of IMEP resulted in this condition. The reduction in fuel consumption between lambda 1.4 e 1.5 is small, mainly due to the lower gain in gas exchange efficiency and the increased combustion instability.

The indicated efficiency has the same trend of indicated specific fuel consumption. At load of 2.1 bar IMEP, the indicated efficiency is lower due to the higher combustion instability, longer combustion duration and lower gas exchange efficiency. For the other loads, the gain in indicated efficiency were expressive. The main reason is the lower pumping work. In addition, the indicated efficiency increases as the relative air fuel ratio is higher. A reasonable explanation is the lower heat transfers due to lower in-cylinder temperatures. Also, the ratio of specific heat increases due to the decrease of in-cylinder temperature. The indicated efficiency losses due to the longer combustion duration play a minor role. The maximum indicated efficiency were obtained at lambda 1.4 for all tested loads. From lambda 1.4 to 1.5, the indicated efficiency remained constant for all engine loads, except 2.1 bar IMEP. Some possible reasons are the higher CoV of IMEP presented and longest

combustion durations., For 2.1 bar IMEP the combustion deterioration is more prominent, indicated by higher CoV of IMEP, decreasing the indicated efficiency. For 6.1 bar IMEP and lambda 1.4, the increase in indicated efficiency was 9.2% higher than lambda 1.0.

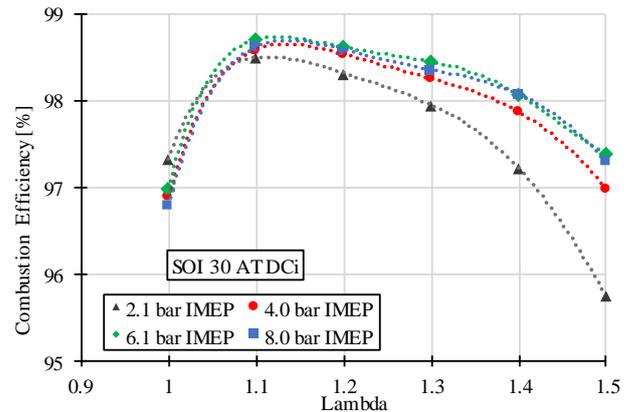


Figure 13. Combustion efficiency for all tested loads.

Figure 13 shows the combustion efficiency as a function of lambda. The dilution effect deteriorates the process of combustion for higher air-fuel ratios. At lambda 1.1, all tested loads have achieved the maximum combustion efficiency. The main reason is the excess of oxygen that increases the conversion of CO to CO<sub>2</sub> and HC oxidation. The mixture enleanment from lambda 1.1 starts to deteriorate the combustion, decreasing the combustion efficiency. The cooling effect plays a more important role, reducing the reaction rates and impairing combustion. The major source of combustion inefficiency for lean combustion results from the cooling effect. Because of this effect, the lower in-cylinder temperatures decrease the laminar flame speed, increasing the probability of flame quenching in cylinder walls and misfire.

Figure 14 depicts the indicated specific emissions for all tested loads. The indicated specific total hydrocarbons (ISTHC) emission increases for lean air-fuel ratios due to lower in-cylinder temperature even if there are excess of oxygen to oxidize the HC. In more diluted combustion, the maximum in-cylinder pressure is higher and closer to TDC, leading to greater amount of mixture trapped in crevices region. At 2.1 bar IMEP, the ISTHC emission has a steep rise and could be associate to higher CoV of IMEP. The main reason is the higher fraction of residual gas, which leads to longer combustion duration.

The indicated specific carbon monoxide (ISCO) emission reaches the highest value at lambda 1.0. Stoichiometric combustion leads to a lack of oxygen to complete the reaction of CO to CO<sub>2</sub>. For lambda leaner than 1.0, the ISCO emission sharply decreases and keeps the same amount of formation. For 2.1 bar IMEP, the ISCO emission is higher than other loads, showing deteriorated combustion process.

The indicated specific nitrogen oxides (ISNO<sub>x</sub>) emissions exhibited higher formation at lambda 1.1. The Zeldovich mechanism of NO<sub>x</sub> formation is mainly dictated by temperature and oxygen availability. The highest in-cylinder temperature is not reached at lambda 1.1, but

the availability of oxygen is higher. At lambda 1.1 there is enough temperature and oxygen to enhance the NO<sub>x</sub> formation. As the in-cylinder temperature drops with increased lambda, the NO<sub>x</sub> formation became smaller even with the excess of air. For lambda 1.5 the highest ISNO<sub>x</sub> formation was 1.24 g/kWh at 8.0 bar IMEP.

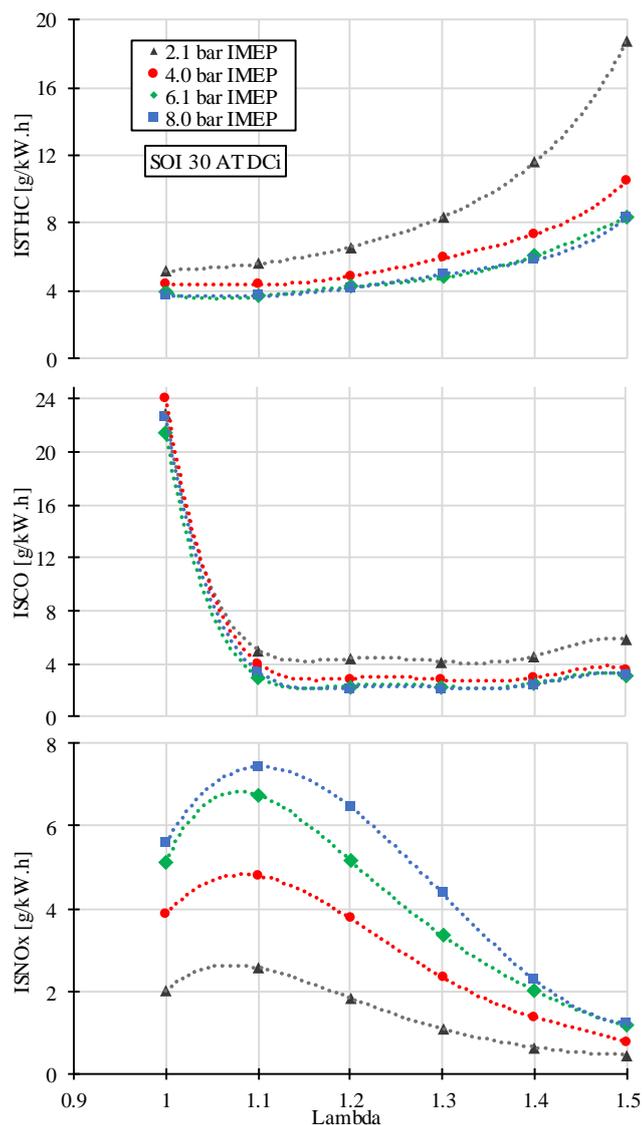


Figure 14. Indicated specific emissions for all tested loads.

## Summary/Conclusions

This research investigated the homogeneous lean combustion in part load of a three cylinders direct injection engine fueled with hydrous ethanol. The relative air-fuel ratio was swept from 1.0 to 1.5, in 4 different engine loads and CA50 fixed in 10 CAD ATDCf. The following conclusions could be drawn:

- SOI at 30 CAD ATDCi promotes more homogeneous mixture, proving to accept higher air dilutions and resulting in lower CoV of IMEP.
- At 2.1 bar IMEP, the lean limit of stable combustion was archived at lambda 1.3. For leaner combustion, CoV of IMEP exceeded the limit of 3.0%. For all other loads, the lean limit was lambda 1.4. At lambda 1.5 the CoV of IMEP raised up to 3.6% for all loads.

- Longer combustion durations contributed for higher cyclic variability. However, ignition delay of the mixture shown a more important role in combustion instability.
- The gas exchange efficiency increased as leaner air-fuel ratio. The main reason is the lower pumping work due to the higher intake pressure necessary to increase the in-cylinder air mass. The main source of reduction in the indicated specific fuel consumption could be associated to de-throttled operation.
- At 6.1 bar IMEP, the gain in indicated efficiency was 9.2% comparing lambda from 1.0 to 1.4. The lowest gain in indicated efficiency was 7.3% at 8.0 bar IMEP from lambda 1 to 1.4.
- The ISNO<sub>x</sub> emissions for all tested loads in lambda 1.4 were under 2.3 g/kW.h. At lambda 1.5 and 8 bar IMEP, the ISNO<sub>x</sub> was 1.25 g/kW.h. The reduction of in-cylinder temperature decreases the NO<sub>x</sub> formation even with excess of air.
- The ISCO emissions decreases at lambda 1.1 compared to lambda 1.0 due to availability of oxygen to oxidize the CO to CO<sub>2</sub>. For leaner combustion, the CO formation remained steadily.
- The ISTHC emissions slight increases with excess of air in combustion. The highest formation of HC was found in 2.1 bar IMEP and could be attributed to higher combustion instability and lower in-cylinder temperature. The increase in HC formation may be due to higher in-cylinder pressure at leaner combustion, forcing more mass to crevices region.

## References

1. ExxonMobil, "2019 Outlook for Energy: A Perspective to 2040," 58, 2019.
2. Economist, T., "The death of the internal combustion engine," Econ. Intell. Unit N.A. Inc. 413(9050), 2017.
3. Hannah Ritchie and Max Roser, "CO<sub>2</sub> and Greenhouse Gas Emissions," Our World Data, 2020.
4. Pielke, R., "Net-Zero Carbon Dioxide Emissions By 2050 Requires A New Nuclear Power Plant Every Day," 2019.
5. Serrano, J., "Imagining the Future of the Internal Combustion Engine for Ground Transport in the Current Context," Appl. Sci. 7(10):1001, 2017, doi:10.3390/app7101001.
6. Kalghatgi, G., "Development of Fuel/Engine Systems—The Way Forward to Sustainable Transport," Engineering 5(3):510–518, 2019, doi: 10.1016/j.eng.2019.01.009.
7. Kalghatgi, G., "Is it really the end of internal combustion engines and petroleum in transport?" 225(May):965–974, 2018.
8. Germane, G.J., Wood, C.G., and Hess, C.C., "Lean combustion in spark-ignited internal combustion engines - A review," SAE Technical Papers, 1983, doi:10.4271/831694.
9. Gomez, A.J. and Reinke, P.E., "Lean burn: A Review of Incentives, Methods, and Tradeoffs," SAE Technical Papers, 1988, doi:10.4271/880291.

10. Yu, X., Yang, Z., Yu, S., Huo, X., Ting, D., Zheng, M., and Li, L., "Boosted Current Spark Strategy for Lean Burn Spark Ignition Engines," SAE Tech. Pap. 2018-April:1–10, 2018, doi:10.4271/2018-01-1133.
11. Doornbos, G., Denbratt, I., and Dahl, D., "Knock Phenomena under Very Lean Conditions in Gasoline Powered SI-Engines," SAE Int. J. Engines 11(1):03-11-01–0003, 2018, doi:10.4271/03-11-01-0003.
12. Vedula, R.T., Gentz, G., Stuecken, T., Toulson, E., and Schock, H., "Lean Burn Combustion of Iso-Octane in a Rapid Compression Machine Using Dual Mode Turbulent Jet Ignition System," SAE Int. J. Engines 11(1):3–11, 2018, doi:10.4271/03-11-01-0007.
13. Sun, W., Gao, X., Wu, B., and Ombrello, T., "The effect of ozone addition on combustion: Kinetics and dynamics," Prog. Energy Combust. Sci. 73:1–25, 2019, doi: 10.1016/j.pecs.2019.02.002.
14. Turns, S.R., "AN INTRODUCTION TO COMBUSTION: CONCEPTS AND APPLICATIONS," 3rd ed., Raghathan Srinivasan, New York, ISBN 978-0-07-338019-3, 2011.
15. Heywood, J.B., "Internal Combustion Engine Fundamentals," 2o, ISBN 978-1-26-011611-3, 2018.
16. Doornbos, G., Hemdal, S., and Dahl, D., "Reduction of Fuel Consumption and Engine-out NO<sub>x</sub> Emissions in a Lean Homogeneous GDI Combustion System, Utilizing Valve Timing and an Advanced Ignition System," SAE Technical Papers, 2015, doi:10.4271/2015-01-0776.
17. Reitz, R. ~D., "Directions in internal combustion engine research," Combust. Flame 160(1):1–8, 2012, doi: 10.1016/j.combustflame.2012.11.002.
18. Park, C., Kim, S., Kim, H., and Moriyoshi, Y., "Stratified lean combustion characteristics of a spray-guided combustion system in a gasoline direct injection engine," Energy 41(1):401–407, 2012, doi: 10.1016/j.energy.2012.02.060.
19. Singh, A.P., Sharma, N., Agarwal, R., and Agarwal, A.K., "Advanced Combustion Techniques and Engine Technologies for the Automotive Sector," ISBN 9789811503672.
20. Clasen, K., Koopmans, L., and Dahl, D., "Homogeneous Lean Combustion in a 2lt Gasoline Direct Injected Engine with an Enhanced Turbo Charging System," SAE Technical Papers, 1–17, 2018, doi:10.4271/2018-01-1670.
21. Costa, R.B.R. da, Rodrigues Filho, F.A., Coronado, C.J.R., Teixeira, A.F., and Netto, N.A.D., "Research on hydrous ethanol stratified lean burn combustion in a DI spark-ignition engine," Appl. Therm. Eng. 139:317–324, 2018, doi: 10.1016/j.apthermaleng.2018.05.004.
22. Golke, D., Lanzanova, T.D.M., Salau, N.P.G., and Martins, M.E.S., "Performance of hydrous ethanol, butanol, and their blends in comparison to primary reference fuels on a spark-ignited engine," SAE Technical Papers, 2018, doi:10.4271/2018-36-0194.
23. Sari, R.L., Golke, D., Enzweiler, H.J., Santos, K.F., Salau, N.P.G., Martins, M.E.S., and Pereira, F.M., "Investigation of Compression Ratio Effect on Wet Ethanol Use in Spark Ignition Engines," SAE Tech. Pap. 2017-Novem (November), 2017, doi:10.4271/2017-36-0208.
24. Lanzanova, T.D.M., Nora, M.D., and Zhao, H., "Performance and economic analysis of a direct injection spark ignition engine fueled with wet ethanol," 169:230–239, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.02.016.
25. Sari, R.L., Golke, D., Enzweiler, H.J., Salau, N.P.G., Pereira, F.M., and Martins, M.E.S., "Exploring optimal operating conditions for wet ethanol use in spark ignition engines," Appl. Therm. Eng. 138:523–533, 2018, doi: 10.1016/j.apthermaleng.2018.04.078.
26. Thewes, M., Müther, M., Brassat, A., Pischinger, S., and Sehr, A., "Analysis of the Effect of Bio-Fuels on the Combustion in a Downsized DI SI Engine," SAE Int. J. Fuels Lubr. 5(1):274–288, 2012, doi:10.4271/2011-01-1991.
27. Nakata, K., Utsumi, S., Ota, A., Kawatake, K., Kawai, T., and Tsunooka, T., "The Effect of Ethanol Fuel on a Spark Ignition Engine," 2006, doi:10.4271/2006-01-3380.
28. Zhang, J., Nithyanandan, K., Li, Y., Lee, C.-F., and Huang, Z., "Comparative Study of High-Alcohol-Content Gasoline Blends in an SI Engine," SAE Tech. Pap. 2015-April (April), 2015, doi:10.4271/2015-01-0891.
29. Yu, X., Guo, Z., Sun, P., Wang, S., Li, A., Yang, H., Li, Z., Liu, Z., Li, J., and Shang, Z., "Investigation of combustion and emissions of an SI engine with ethanol port injection and gasoline direct injection under lean burn conditions," Energy 189:116231, 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.116231.
30. Golke, D., Fagundez, J.L.S., Salau, N.P.G., and Martins, M.E.S., "Combustion Performance of n-butanol, Hydrous Ethanol and Their Blends as Potential Surrogates for the Brazilian Gasoline," SAE Tech. Pap. Part F1270(October), 2016, doi:10.4271/2016-36-0274.
31. López, J.J., García, A., Monsalve-Serrano, J., Cogo, V., and Wittek, K., "Potential of a two-stage variable compression ratio downsized spark ignition engine for passenger cars under different driving conditions," Energy Convers. Manag. 203, 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112251.

## Contact Information

Geovane A. F. Prante  
[geovanefrizzo@gmail.com](mailto:geovanefrizzo@gmail.com)

Mario E. S. Martins, PhD  
[mario@mecanica.ufsm.br](mailto:mario@mecanica.ufsm.br)

Federal University of Santa Maria  
 Mechanical Engineering Department – CT  
 Roraima Av. n°1000 – Cidade Universitária – Camobi  
 CEP: 97105-900  
 Brazil.

## Acknowledgments

The authors would like to thank the Federal University of Santa Maria and the Coordination for the Improvement of Higher Education Personnel (CAPES) for the financial support of this project.

## Definitions/Abbreviations

<b>AIGN</b>	angle of ignition
<b>ATDCf</b>	after top dead center firing
<b>ATDCi</b>	after top dead center of intake
<b>BMEP</b>	brake mean effective pressure
<b>CA10</b>	crank angle of 10% of mass fraction burned
<b>CA50</b>	crank angle of 50% of mass fraction burned
<b>CA90</b>	crank angle of 90% of mass fraction burned
<b>CAD</b>	crank angle degree
<b>CO</b>	carbon monoxide
<b>CO<sub>2</sub></b>	carbon dioxide
<b>Combustion duration</b>	crank angle degree duration of combustion
<b>CoV of IMEP</b>	coefficient of variation of indicated mean effective pressure
<b>DI</b>	direct injection
<b>EBV</b>	electric battery vehicle
<b>ECU</b>	engine control unit
<b>GEE</b>	gas exchange efficiency
<b>HC</b>	hydrocarbons
<b>ICEs</b>	internal combustion engines
<b>Ignition delay</b>	crank angle between angle of ignition and 10% of mass fraction burned
<b>IMEP</b>	indicated mean effective pressure
<b>ISCO</b>	indicated specific carbon monoxide
<b>ISNO<sub>x</sub></b>	indicated specific nitrogen oxides
<b>ISTHC</b>	indicated specific total hydrocarbons
<b>Lambda</b>	relative air-fuel ratio
<b>LHV</b>	lower heating value
<b>LNT</b>	lean-NO <sub>x</sub> -trap
<b>MBT</b>	minimum spark advance for best torque
<b>NO<sub>x</sub></b>	nitrogen oxides
<b>NVO</b>	negative valve overlap
<b>RGF</b>	residual gas fraction
<b>SCR</b>	selective catalyst converter
<b>SOI</b>	start of injection
<b>TDC</b>	top dead center
<b>TWC</b>	three-way catalyst
<b>WOT</b>	wide open throttle

## 5 CONCLUSÕES

Neste trabalho foram investigados os parâmetros de desempenho, eficiência, combustão e emissões de um motor de ignição por centelha operando com injeção direta de etanol hidratado em combustão pobre e em carga parcial. A combustão pobre homogênea foi explorada em diferentes razões ar-combustível e diferentes instantes de início de injeção. O limite pobre, na configuração de testes executada, foi alcançado com estabilidade de combustão com fator de excesso de ar igual a 1,4 para três dentre as quatro cargas do motor testadas. A menor carga testada, de 2,1 bar de IMEP foi limitada em fator de excesso de ar igual a 1,3. A eficiência indicada do motor foi aumentada com a operação pobre em todas as cargas testadas, assim como foi possível diminuir os níveis de emissões de NO<sub>x</sub> e CO. Assim, as seguintes conclusões podem ser observadas:

- Para a operação em combustão pobre homogênea, o instante do início da injeção que mostrou menor instabilidade de combustão foi o mais adiantado, em 30 CAD ATDCi. A maior disponibilidade de tempo para homogeneizar a mistura ar-combustível na câmara de combustão possibilitou maior estabilidade de combustão e menores níveis de emissões de CO e THC comparados aos demais instantes de injeção testados.
- Maiores razões ar-combustível apresentaram combustões mais longas e a necessidade de maiores avanços no instante de ignição para manter o CA50 em 10 CAD ATDCf, e com isso, aumentando a variabilidade cíclica do motor. As combustões mais longas e o maior fator de excesso de ar reduziram as temperaturas máximas estimadas de combustão e as temperaturas dos gases de exaustão. A maior diluição da mistura diminuiu a taxa de reatividade da combustão e a velocidade de propagação de chama, levando à combustão mais longa.
- Aumento da eficiência de troca de gases e redução do PMEP com o aumento do fator de excesso de ar devido a operação *unthrottled*. Maiores pressões de coletor de admissão foram necessárias para suprir a demanda de ar em lambda mais pobre, diminuindo as perdas de bombeamento do motor. Na carga de 8,0 bar IMEP e lambda 1,4 e lambda 1,5 foi necessário sobrealimentar o motor, aumentando a pressão de admissão para 1,15 bar e alcançar a carga desejada.
- Aumento da eficiência indicada de 9,2% entre lambda 1,0 e lambda 1,4, na carga de 6,1 bar IMEP e 7,3% na carga de 8,0 bar IMEP. A maior eficiência indicada alcançada foi de 36,9%. Os ganhos de eficiência em 8,0 bar IMEP entre lambda 1,4 e 1,5 podem ter sido limitados pelo uso do turbocompressor, devido a maior contrapressão na exaustão

(1,03 bar para lambda 1,4 e 1,17 bar para lambda 1,5) e menor energia disponível para a turbina devido aos gases de exaustão com menor temperatura.

- Emissões de NO<sub>x</sub> abaixo de 2,3 g/kW.h para todas as cargas em lambda acima de 1,4. O maior empobrecimento da mistura promoveu menores temperaturas de combustão e menor formação de NO<sub>x</sub>. As emissões de CO apresentaram grande redução entre lambda 1,0 e lambda 1,1, o que é explicado pela maior disponibilidade de oxigênio para oxidar o CO durante a combustão. As emissões de THC mostraram um aumento devido às maiores razões ar-combustível, o que pode ser explicado pelas durações de combustões mais longas e menores temperaturas máximas de cilindro, que levam a extinção precoce da chama e a formação de hidrocarbonetos.

## 5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho teve como objetivo explorar o limite de combustão pobre de um motor de injeção direta em carga parcial. Devido às limitações presentes no período de realização dos testes experimentais, não foi possível realizar os seguintes itens, que se tornam sugestões para trabalhos futuros:

- Realização de testes experimentais do motor em regime *lean-burn* com etanol através estratificação de mistura afim de estender o limite de empobrecimento da combustão;
- Realização de testes experimentais do motor em regime *lean-burn* através de *split-injection*;
- Realização de testes experimentais do motor em regime *lean-burn* com injeção DI e PFI, e avaliar o limite de operação nesse modo de operação.

## REFERÊNCIAS

- AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS - ANP. RESOLUÇÃO N° 749. . 2018.
- AVL. **PARAMETERIZATION AVL INDICOM 2012**, 2012.
- AVL. **Avl Sesam i60 FTIR User's Guide**, 2014.
- BASSETT, M. et al. Dynamic Downsizing Gasoline Demonstrator. **SAE International Journal of Engines**, [s. l.], v. 10, n. 3, p. 2017- 01–0646, 2017.
- CAREY, C. et al. Extreme engine downsizing. **Innovations in Fuel Economy and Sustainable Road Transport**, [s. l.], 2011. Disponível em: <doi.org/10.1533/9780857095879.4.161>
- DA COSTA, R. B. R. et al. Development of a homogeneous charge pre-chamber torch ignition system for an SI engine fuelled with hydrous ethanol. **Applied Thermal Engineering**, [s. l.], 2019. Disponível em: <doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.02.090>
- ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE OF THE UNITED NATIONS (UN/ECE). **Regulation No 49**. [s.l: s.n.].
- EXXONMOBIL. 2019 Outlook for Energy: A Perspective to 2040. [s. l.], p. 58, 2019.
- FRASER, N. et al. Challenges for increased efficiency through gasoline engine downsizing. **SAE Technical Papers**, [s. l.], 2009. Disponível em: <doi.org/10.4271/2009-01-1053>
- HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engines Fundamentals - 2E**. 2. ed. [s.l.] : McGrawHill series in mechanical engineering, 2018. Disponível em: <isbn:978-1-26-011610-6>
- HUANG, J. A simple accurate formula for calculating saturation vapor pressure of water and ice. **Journal of Applied Meteorology and Climatology**, [s. l.], 2018. Disponível em: <doi.org/10.1175/JAMC-D-17-0334.1>
- LANZANOVA, T. D. M. **Experimental investigations of anhydrous and wet ethanol combustion in a spark ignition engine**. 2017. Brunel University London, [s. l.], 2017.
- LEACH, F. et al. The scope for improving the efficiency and environmental impact of internal combustion engines. **Transportation Engineering**, [s. l.], v. 1, n. May, p. 100005, 2020.
- MARTIN, S.; BEIDL, C.; MUELLER, R. Responsiveness of a 30 Bar BMEP 3-Cylinder Engine : Opportunities and Limits of Turbocharged Downsizing. [s. l.], 2018. Disponível em: <doi.org/10.4271/2014-01-1646>
- MAURYA, R. K. **Reciprocating Engine Combustion Diagnostics**. [s.l: s.n.]. Disponível em: <isbn:978-3-030-11953-9>
- MILLER, J. A.; BOWMAN, C. T. Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion. **Progress in Energy and Combustion Science**, [s. l.], 1989. Disponível em: <doi.org/10.1016/0360-1285(89)90017-8>

PISCHINGER, S. **Internal Combustion Engines: Lecture Notes; [ICE]**. [s.l.] : Professional Chair for Combustion Engines, Rhein-Westf. Techn. Hochsch. Aachen, 2012.

REIF, K. **Gasoline Engine Management Bosch Professional Automotive Information**. [s.l: s.n.]. Disponível em: <isbn:9783658039639>

SARI, R. L. **AVALIAÇÃO DA UTILIZAÇÃO DE ETANOL COM ELEVADOS TEORES DE ÁGUA EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA COM IGNIÇÃO POR CENTELHA**. 2017. [s. l.], 2017.

SCHUMANN, F. et al. Potential of spray-guided gasoline direct injection for reduction of fuel consumption and simultaneous compliance with stricter emissions regulations. **International Journal of Engine Research**, [s. l.], 2013. Disponível em: <doi.org/10.1177/1468087412451695>

STONE, R. **Introduction to Internal Combustion Engines 4th Edition**. [s.l: s.n.]. Disponível em: <isbn:978-0-230-57663-6>

URNS, S. R. **AN INTRODUCTION TO COMBUSTION: CONCEPTS AND APPLICATIONS**. 3. ed. New York: Raghathan Srinivasan, 2011.

VAISALA, O. **HUMIDITY CONVERSION FORMULAS - Calculation formulas for humidity**, 2013.

ZHAO, H. **Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development**. [s.l.] : Elsevier, 2009. Disponível em: <isbn:978-1-84569-389-3>

ZHUANG, Y. et al. Investigation of water injection benefits on downsized boosted direct injection spark ignition engine. **Fuel**, [s. l.], v. 264, 2020. Disponível em: <doi.org/10.1016/j.fuel.2019.116765>