

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DO ETANOL HIDRATADO COMO DUAL-FUEL NO DESEMPENHO DE MOTORES DIESEL OPERANDO EM HCCI

Raphael Marinho Lomonaco Neto, ks569@cummins.com^{1,2}

Pedro Teixeira Lacava, placava@ita.br¹

Cristiane Aparecida Martins, cristiane.martins@gp.ita.br¹

René Francisco Boschi Gonçalves, renefbg@ita.br¹

¹Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Paraça Marechal Eduardo Gomes, 50, Vila das Acácias, São José dos Campos, SP, Brasil

²Cummins Brasil, Rua Jati, 310, Jardim Cumbica, Guarulhos, SP, Brasil

Resumo: A busca pela redução de emissões e a otimização da eficiência térmica de motores Diesel tem sido desafiadora e exigem cada vez mais tecnologias como a LTC (Low Combustion Technology) e como HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) e RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition). Este trabalho buscou simular um modelo HCCI no ANSYS Chemkin[®] utilizando o Etanol Hidratado Comercial (EHC) como dual-fuel, e entender as consequências da adição de diferentes volumes no desempenho de um motor Diesel estacionário, avaliando também a influência da taxa de compressão na taxa de liberação de calor, pressão máxima de combustão e na temperatura e velocidade de chama. O modelo comercial HCCI apresentou boa correlação de dados com amostras coletadas em dinamômetro. A adição do etanol hidratado comercial ao Diesel influencia o desempenho do motor de maneira diferente conforme o volume adicionado, atrasando a liberação de calor para taxas de compressão menores e adiantando para taxas de compressão maiores, mas aumenta a liberação de calor para todas as taxas de compressão avaliadas. A otimização do uso de dual-fuel na situação de trabalho avaliada resultou em até 30,66% de aumento da liberação total de calor da combustão de na condição da adição de 30% do volume de EHC, para a taxa de compressão de 17,2:1, bem como no aumento da velocidade de chama laminar (até 48%), com pouca variação da pressão máxima de combustão (menor que 6%). Entende-se que o combustível dual-fuel assume características de ambos os combustíveis da mistura, e que esta configuração aumenta a contribuição da energia liberada durante a fase rápida da reação, e que o aumento da velocidade de chama é condizente com o aumento da contribuição do mecanismo pré-misturado do etanol, acelerando a frente de chama. Este mecanismo é viável para aplicações nas quais pouco esforço e recursos são necessários para adaptação, sendo um potencial mecanismo de aumento de eficiência energética para aplicações estacionárias como geradores de energia.

Palavras-chave: Dual-fuel engines, LTC, Diesel engine, HCCI engine

1. INTRODUÇÃO

Os motores Diesel têm sido usados ao longo do tempo como fonte de energia para transporte e geração de energia, dado seu baixo consumo específico de combustível e sua alta capacidade de geração de potência, associada a componentes simples, duráveis e de fácil manutenção. O uso destas máquinas térmicas como fontes de geração de energia elétrica também é notável em virtude de sua maleabilidade, confiabilidade, facilidade de instalação e baixo custo total de operação.

As máquinas a Diesel são encontradas em diversas densidades de potência, sendo as mais comuns estabelecidas comercialmente em motores de deslocamento volumétrico entre 2 litros e 12 litros para a indústria automotiva, máquinas fora de estrada, aplicações marítimas e de geração residencial, entre 15 litros a 30 litros para geração de energia com fins comerciais e para aplicações de mineração, e de 50 litros a 120 litros para aplicações de geração de potência, marítimas pesadas e ferroviárias.

O principal problema associado aos motores Diesel está relacionado aos gases de escape emitidos, ricos principalmente em óxidos de nitrogênio e material particulado e diminuição da eficiência térmica em condições de baixa potência. Estabelecer o ponto correto de operação e calibrar o motor para trabalhar na melhor condição de operação tendo em vista os desafios acima é o desafio para os geradores a Diesel. Contudo, tendo em vista a necessidade de rotações de operação fixas em função da frequência da rede, o desafio de se extrair a maior potência em um condição de regime fixo com o menor prejuízo de eficiência, consumo e emissões de poluentes se torna mais complexo.

Algumas alternativas que almejam o aumento de eficiência térmica e a redução de gases de escape nocivos têm sido estudadas ao longo dos anos, dentre elas o uso combustão de baixa temperatura (LTC). Dentre as tecnologias consideradas, as de ignição por compressão de reatividade controlada (RCCI) tem sido amplamente estudada em função de seus benefícios de eficiência térmica e emissões muito próximas de nulas.

Motores RCCI são objetos de estudo de diversas fontes como Zhou *et al.* (2017), Splitter *et al.* (2013), Abu-Qudais *et al.* (1999) e Rossomano *et al.* (2017), e mostram um potencial de utilização invejável frente às custosas tecnologias de tratamento de gases de escape difundidas no mercado. Este trabalho irá explorar a aplicação da tecnologia de reatividade controlada com uso de etanol hidratado comercial como combustível de baixa reatividade em um motor Diesel.

Este artigo objetiva apresentar os resultados obtidos a partir da simulação de um motor Diesel HCCI para 2 tipos principais de combustíveis (Diesel puro e misturas Diesel e etanol hidratado), utilizando diferentes proporções de etanol hidratado. As composições foram testadas em 3 taxas de compressão (16,0:1, 17,2:1 e 19,0:1), todas na razão de equivalência de $\phi = 0,05$. O software utilizado foi o ANSYS ChemKin® 17.0.

As análises realizadas envolvem as diferenças dos traços de pressão de cilindro, temperatura da reação e taxa de liberação de calor. A emissão de gases poluentes bem como a de material particulado não foram simuladas em função da dificuldade no acoplamento do modelo cinético reacional com os modelos atuais do software, porém discutidos a partir dos dados de desempenho observados.

2. METODOLOGIA

As simulações foram feitas utilizando o modelo de motor HCCI do ChemKin® *ic_engine_hcci_heat_loss_woschni*, de acordo com as propriedades de entrada abaixo descritas nas Tab. 4 e Tab. 5. Os motores HCCI são a ferramenta reacional mais próxima do modelo RCCI que pode ser encontrada em ferramentas simulacionais com pouco prejuízo ao mecanismo reacional. Nos casos apresentados neste relatório, o etanol hidratado é simulado injetado junto do Diesel (*dual-fuel*), enquanto nos modelos RCCI, geralmente prefere-se a geometria de injeção para o combustível de baixa reatividade como port-injection (PFI) ou outra independente.

A geometria de port-injection para combustíveis como o etanol permite vantagens como a evaporação do etanol e o desenvolvimento da mistura de maneira mais homogênea, menor degradação das propriedades do combustível ao longo do tempo de mistura no plenum de admissão, melhor resposta transiente e menores níveis de emissões de hidrocarbonetos não queimados. A qualidade e homogeneização da mistura, contudo, são fortemente dependentes da geometria do coletor de admissão e da tubulação de entrada, conforme elucida Splitter *et al.* (2013).

O uso de etanol como combustível auxiliar ou de baixa reatividade tem sido estudado há tempos. Autores como Abu-Qudais *et al.* (1999) e Rossomano *et al.* (2017) mostraram o benefício experimental de injeção de etanol no aumento da eficiência térmica e na redução da emissão de material particulado, identificando como prejuízo o aumento da emissão de monóxido de carbono e de hidrocarbonetos não queimados.

A Tab. 1 abaixo resume a composição de Diesel utilizada neste trabalho, conforme os resultados de Narayanaswamy *et al.* (2014). O mecanismo reacional utilizado para o Diesel foi o publicado pelo Lawrence Livermore National Laboratory (2011) intitulado *Diesel surrogate, detailed and reduced*, fruto do trabalho de Mehl *et al.* (2015), Raju *et al.* (2013) e Pitz *et al.* (2014). O mecanismo detalhado foi selecionado de modo a abranger o máximo de espécies apontadas por Liu *et al.* (2013), porém validadas por intermédio do n-dodecano e do p-xileno Mehl *et al.* (2015). Nenhum mecanismo encontrado na literatura dispõe espécies maiores que o octodecano, de modo que as porcentagens em massa da Tab. 1 foram recalculados de modo que somassem 100%, originando a Tab. 2.

Tabela 1: Composição original do Diesel segundo Narayanaswamy *et al.* (2014)

Componente	Porcentagem em massa
C ₇	0,10
C ₈	0,70
C ₉	2,09
C ₁₀	2,39
C ₁₁	4,19
C ₁₂	3,99
C ₁₃	6,98
C ₁₄	12,55
C ₁₅	10,97
C ₁₆	10,37
C ₁₇	10,47
C ₁₈	10,07
C ₂₀	14,66
C ₂₄	10,47
Total	100,00

Tabela 2: Composição adaptada do Diesel considerando os modelos termodinâmicos e cinéticos disponíveis na literatura

Componente	Porcentagem em massa
C ₁₀ H ₂₀ -1	0,10
C ₁₀ H ₂₁ -1	0,70
C ₁₀ H ₂₁ -2	2,09
C ₁₀ H ₂₁ -5	2,39
C ₁₂ H ₂₄ -2	4,19
C ₁₂ H ₂₅ -1	3,99
C ₁₃	6,98
C ₁₄	12,55
C ₁₅	10,97
C ₁₆	10,37
C ₁₇	10,47
C ₁₈	10,07
C ₂₀	14,66
C ₂₄	10,47
Total	100,00

Para o etanol hidratado utilizado neste trabalho foi adotada a porcentagem máxima de água permitida pelas resoluções aplicáveis Brasileiras. Optou-se pela não adição de metanol à mistura.

Tabela 3: Composição do Etanol Hidratado Comercial no Brasil e legislação de controle aplicável

Componente do álcool	Valor	Legislação aplicável
Teor máximo de água	5,00%	RANP 19 de 2005
Teor máximo de metanol	0,50%	RANP 740 de 2018

O modelo de motor simulado neste trabalho está caracterizado na Tab. 4 abaixo. Este motor é projetado, fabricado e vendido pela Cummins Brasil para aplicações de geração de energia de 240kVA em circuitos trifásicos 60Hz. Este modelo de motor é não emissão e é considerado *best-in-class* no mercado de geração de energia devido ao baixo ruído e baixo consumo de combustível.

Tabela 4: Caracterização do motor utilizado para validação do modelo computacional
G-DRIVE QSB7G5NR3

Fabricante	Cummins Brasil	
Configuração	6 cilindros em linha, 4 tempos	
Enchimento	Turbocomprimido e resfriado	
Taxa de compressão	19,0	-
Bore (diâmetro do pistão)	107,0	mm
Stroke (curso do pistão)	124,0	mm
Comprimento da biela	299,7	mm
Offset do pistão	0	mm
Rotação nominal de trabalho para 60Hz	1800	rpm
Potência em stand-by	242	kVA
Potência em uso contínuo	164	kVA

As condições de contorno e condições iniciais da simulação estão descritas na Tab. 5 abaixo. A temperatura e pressão iniciais consideradas se originam de medições realizadas diretamente no plenum de admissão (condição de operação a 750 m de altitude) em bancada dinamométrica. A razão de equivalência adotada é proveniente do cálculo da relação ar-combustível (AFR) nesta condição de operação, sendo aproximadamente 49.8 kg/h de consumo de combustível para aproximadamente 985 kg/h de ar consumidos.

Tabela 5: Condições de contorno para modelo simulacional em ANSYS Chemkin®

Temperatura no coletor de admissão	50	°C
Pressão no coletor de admissão	160	kPa
AFR	20:1	-
PCI do Diesel puro	47,50	kJ/g
PCI do etanol hidratado	24,90	kJ/g

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A simulação inicial foi feita de modo a adequar os parâmetros de entrada aos dados reais colhidos em banco dinamométrico da Cummins Brasil. O traço de pressão de cilindro foi comparado de modo a obter-se a confiabilidade do resultado do ChemKin®, conforme Fig.1 abaixo.

Os resultados para a taxa de compressão de 19,0:1 mostram boa correlação da pressão de cilindro entre os dados reais e o resultado da simulação entre -180 e 0 graus de ângulo de virabrequim. O perfil da curva durante a fase de compressão entre -180 e -60 graus de ângulo de virabrequim evidenciam comportamento bastante correlato, e entre -60 e 0 graus, boa correlação até que a pressão máxima tivesse sido atingida.

A pressão máxima de cilindro pode ser considerada similar (erro de 3,57% sendo a pressão lida experimentalmente de 14,92 MPa, e de 14,38 MPa resultado da simulação), apesar do momento na qual esta é atingida ser diferente (4,89 graus de virabrequim experimentalmente e 1,61 graus de virabrequim na simulação). Esta diferença pode ser explicada pelo ponto de ignição (neste caso, momento da injeção), desenvolvimento da mistura ar-combustível nos cilindros pelos movimentos de swirl, tumble, squish, capacidade de enchimento volumétrico do cilindro, poder calorífico do combustível, dentre outros.

Para ângulos de virabrequim posteriores ao ponto de pressão máxima, o traço de pressão relativo à expansão dos gases na câmara de combustão apresenta resultados satisfatórios, apesar do descolamento entre os dados simulacionais e experimentais. As diferenças aqui notadas se devem ao tempo total de injeção de combustível, pressão de injeção, diagrama de válvulas e os tempos de abertura de válvulas diferentes entre o modelo do ChemKin® e o do motor real, dentre outros. Não objetivou-se neste trabalho obter maior acurácia da curva de pressão de cilindro ao longo de todos os tempos de operação do motor uma vez obtidos resultados satisfatórios para a acurácia apresentada.

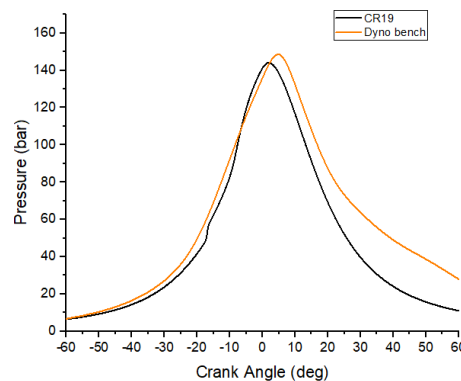


Figura 1: validação da pressão de cilindro entre modelo computacional em ANSYS Chemkin® e dados reais de dinamômetro para a taxa de compressão de 19,0:1

É importante ressaltar que o modelo do ChemKin® não permite caracterizações básicas como por exemplo geometria do *bowl* do pistão, variação das condições de injeção de combustível e da vazão de ar limpo, que são fatores de influência na concordância dos dados de simulação e experimentais.

Tendo em vista todas as diferenças apresentadas e a análise dados experimentais e provenientes da simulação é possível afirmar que a correlação dos dados é satisfatória.

3.1. Influência Da Taxa De Compressão – Diesel Puro

Uma vez entendidas as diferenças e semelhanças e tendo cumprida correlação satisfatória, foram variadas as taxas de compressão simuladas como primeiro estudo. O entendimento do efeito que a taxa de compressão gera nas análises se faz importante deste ponto em diante para que, uma vez adicionado o etanol hidratado, faça-se a compressão correta.

Utilizando o mecanismo reacional do Lawrence Livermore National Laboratory (2015) variou-se a taxa de compressão em 2 principais valores comercialmente encontrados além da original, a saber: 16,0:1 e 17,2:1. Como resultado, as Fig. 2 a Fig. 5 abaixo indicam como a pressão de cilindro, temperatura da reação e taxa de liberação de calor variaram.

Nota-se que a diminuição da taxa de compressão diminui também a pressão de cilindro e a temperatura da reação, o que era esperado. Para a menor taxa de compressão a pressão máxima diminui cerca de 29% em relação à original, enquanto a temperatura máxima, diminui cerca de 15%. Nota-se, também, um leve atraso do pico de pressão máxima conforme a taxa de compressão diminui. A temperatura máxima para $r = 19,0$ ocorreu em 3,5 graus, para $r = 17,2$ em 6,9 graus, e em 5,7 graus para $r = 16,0$.

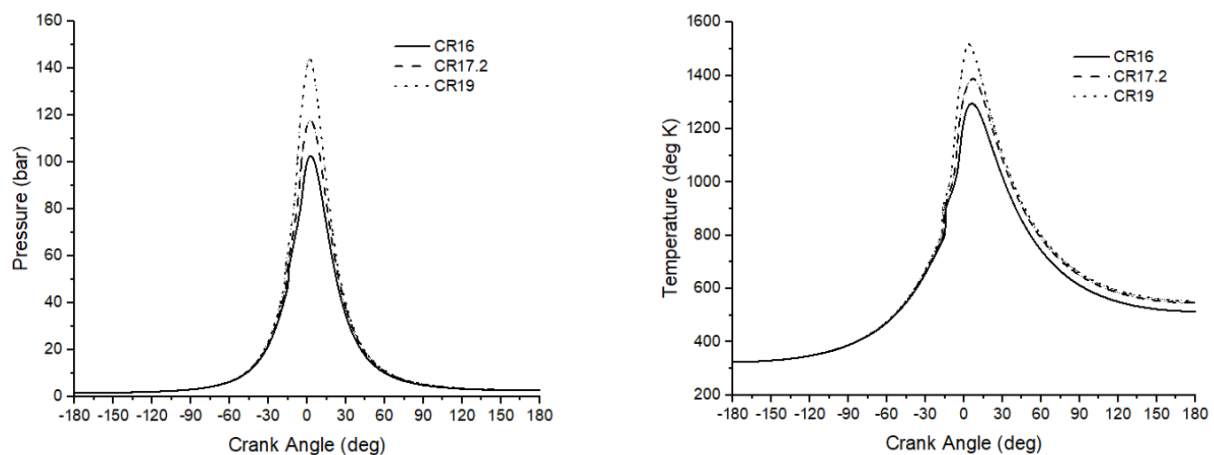


Figura 2: Influência da taxa de compressão na pressão de cilindro (esq.) e temperatura da câmara (dir.)

A taxa de liberação de calor foi a propriedade mais impactada pela variação da taxa de compressão, conforme evidenciado pela Fig. 3. A diminuição da taxa de compressão atrasa significativamente os picos de liberação de calor, diminuindo também sua intensidade. Para a taxa de 19,0:1 nota-se o primeiro pico de liberação em -16 graus, e para a onda em -12 graus. Em relação a taxa de compressão original, nota-se que para a de 17,2:1 ocorre atraso de 1 grau para o primeiro pico e de 2,5 graus para a onda; e para 16,0:1, atraso de 2 graus para o primeiro pico e 4,5 graus para a onda.

Além disso, a intensidade de calor liberada (máxima, onda) foi reduzida em 13,8% e 23,3% para as taxas de compressão de 17,2:1 e 16,0:1 respectivamente. Integralizado o calor total liberado na reação, a taxa de 17,2:1 liberou 4,4% menos calor que a taxa de 19,0:1, enquanto a taxa de 16,0:1 liberou 18,5% menos calor que a original.

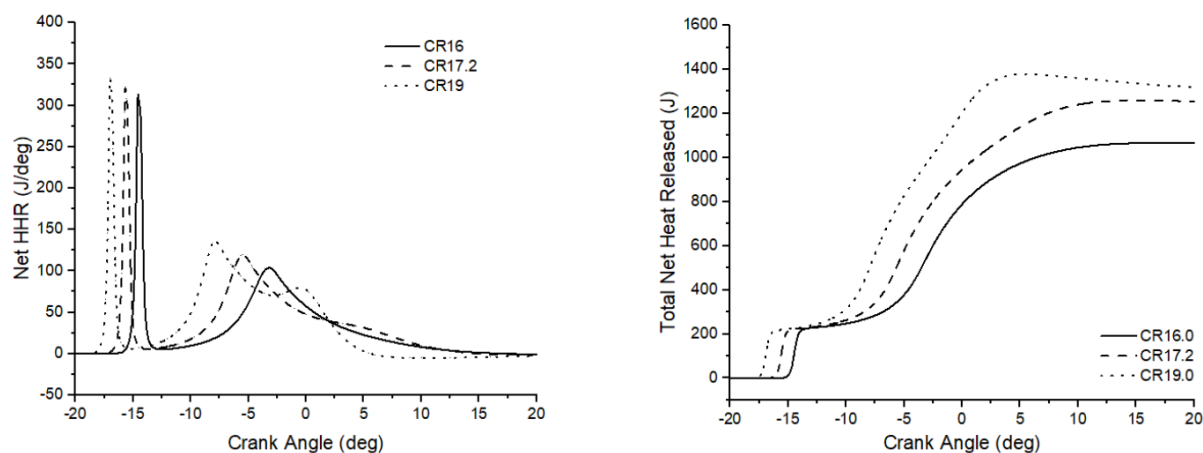


Figura 3: Influência da taxa de compressão na taxa líquida de liberação de calor (esq.) e na quantidade total de energia liberada na câmara (dir.)

Uma vez fixada a quantidade de combustível utilizada e a quantidade de ar consumida, a maior liberação de calor para a taxa de compressão de 19,0:1 pode ser associada diretamente com a maior geração de trabalho, maiores temperaturas de reação, níveis de óxidos de nitrogênio mais altos, menores quantidades de hidrocarbonetos não queimados (UHC) e menor quantidade de fuligem formada. Estes achados são compatíveis com o esperado tendo em vista o mecanismo cinético de queima do combustível, mecanismo térmico de formação de NO_x, mecanismo de formação de material particulado e de hidrocarbonetos.

3.2. Influência Do Etanol Hidratado Como *Dual-Fuel* Na Liberação De Calor, Temperatura E Pressão

Os resultados abaixo evidenciam a influência da adição de etanol hidratado comercial (EHC). Foram estudadas injeções de 10%, 20%, 30% e 40 % de etanol na composição do combustível, sendo a outra parte, Diesel. As proporções mássicas foram ajustadas pela normalização que o ANSYS ChemKin[®] oferece.

O uso de dual-fuel é discorrido na literatura como uma possibilidade de substituição de combustíveis totalmente fósseis por combustíveis renováveis. O etanol é um combustível atrativo e amplamente utilizado no Brasil, de custo similar ao Diesel e ainda ambientalmente sustentável apesar da sua contribuição para a emissão de dióxido de carbono. Além disso, o etanol possui a vantagem de ser naturalmente oxigenado, uma vez que possui um grupo hidroxila, gerando um potencial de combustão mais eficiente. Boretti (2012) aponta que dentre as principais vantagens do uso de etanol como combustível auxiliar está a redução da emissão de CO₂ total, as vantagens associadas à sua cadeia biológica e de ciclo de vida mais sustentável, e a possível redução de fumaça e material particulado.

Contudo, Waterland *et al.* (2020) aponta para algumas desvantagens no uso de bi-combustíveis em motores originalmente preparados para uso de um combustível apenas, especialmente quando reacionalmente são diferentes, como é o caso do etanol e do Diesel. Os autores descrevem o efeito que o etanol gera em performance de um motor de ignição por compressão, especialmente na necessidade de adaptação da estratégia de injeção na tentativa de aumentar a eficiência térmica e da combustão. Satgé de Caro *et al.* (2000) e Hansen *et al.* (2004) identificam, ainda, problemas relacionados às propriedades do combustível e seus efeitos na mistura com o etanol, tais como estabilidade, lubrificidade, viscosidade e até a compatibilidade das peças e materiais originalmente projetados para operar com Diesel.

Um desafio apontado também por Nylund *et al.* (2010) está relacionado aos limites de flamabilidade da mistura, que ficam alterados com a adição do etanol, e podem levar a problemas de detonação e desgaste prematuro de peças, além de questões de segurança ao usuário.

Quando adicionado ao Diesel, o etanol tem por função a substituição energética do Diesel. Estudos como o de Pawlak (2010) em um motor 2,6 litros e taxa de compressão de 17,5:1 operando com *dual-fuel* na configuração PFI mostraram que o etanol tem a capacidade de substituição de até 80% da capacidade energética do Diesel em condições de operação de 75% de carga, e cerca de 45% em condições de carga total. O autor discorre também sobre a necessidade de otimização do sistema para operação em máxima eficiência global.

Estudos com a adição de etanol foram feitos neste trabalho com o objetivo de entender como o sistema *dual-fuel* tem sua pressão, temperatura e liberação de calor afetados.

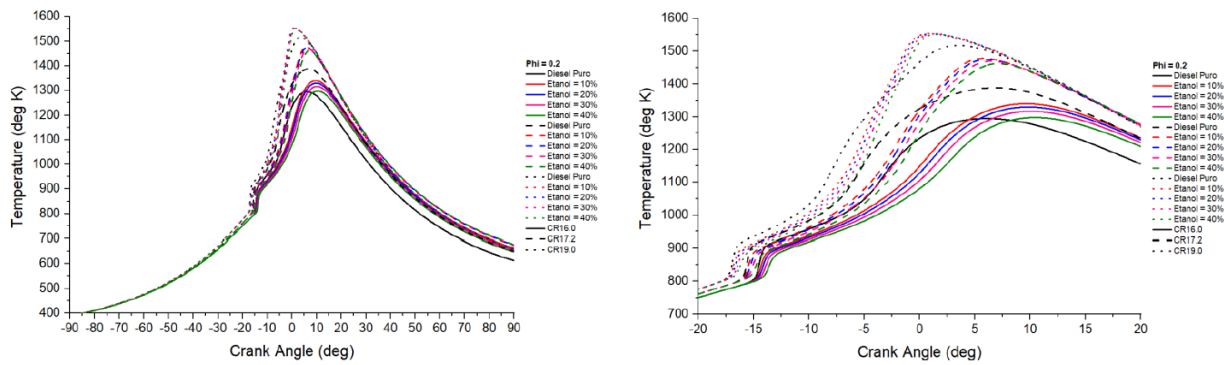


Figura 4: Influência da adição de EHC ao Diesel na temperatura da câmara (esq.) e detalhe da região de máxima temperatura (dir.)

A adição do etanol hidratado para as três taxas de compressão testadas tem efeito de aumento da temperatura máxima da reação, exceto para a adição de 40% de etanol com a taxa de 16,0:1. Conforme ilustrado na Fig. 4, o aumento da proporção de etanol no combustível apresenta resultados diferentes de acordo com a taxa de compressão utilizada, sendo que o maior aumento de temperatura dá-se para a taxa de 17,2:1 (linhas tracejadas), e o menos significativo, para a taxa de 16,0:1 (linhas sólidas). Para as taxas de 17,2:1 e 19,0:1 (linhas pontilhadas), além do aumento, nota-se também a mudança do perfil da curva.

Para a taxa de compressão de 16,0:1, a adição de etanol atrasa o ponto de maior temperatura da reação, sendo que a maior defasagem se apresenta com 40% de adição de etanol (curva verde). Curiosamente, para esta adição, a temperatura máxima observada é muito próxima da temperatura máxima do Diesel puro. A maior temperatura observada entre todas as variações de adições se deu com 10% de etanol (curva vermelha), sendo 3,3% mais alta que a temperatura da reação com Diesel puro.

Para as taxas de 17,2:1 e 19,0:1, o ponto de maior temperatura se adianta utilizando etanol misturado, quando comparados com o Diesel puro, sendo que qualquer adição testada levou ao aumento da temperatura máxima da reação. O aumento de temperatura é mais sensível para a taxa de compressão de 17,2:1 do que para a taxa de compressão de 19,0:1, e para ambas, a maior temperatura se dá com 10% de adição de etanol hidratado.

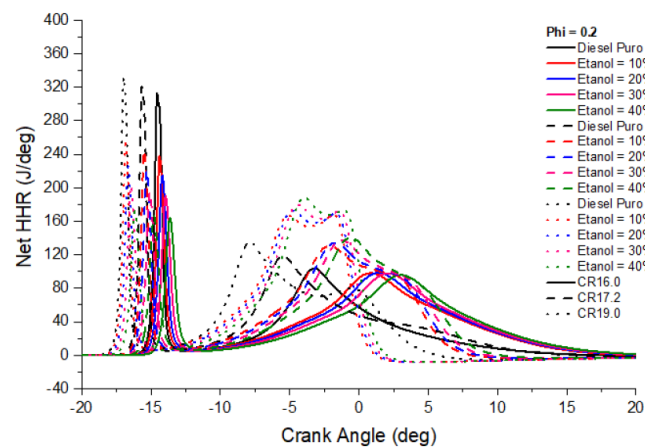


Figura 5: Influência da adição de EHC ao Diesel na taxa líquida de liberação de calor

A taxa de liberação de calor é objeto de estudo em todo motor a ciclo Diesel, tendo em vista seu impacto direto na eficiência, performance e emissões atreladas à combustão conforme pontua Yeliana *et al.* (2011). Heywood (1988) elucida que a taxa de liberação de calor do Diesel apresenta principalmente 4 regiões de estudo, a saber: (a) atraso da ignição, (b) fase pré-mixada ou rápida (c) combustão controlada pela mistura e (d) combustão tardia. É necessário olhar para este estudo sob a ótica das diversas fases, portanto.

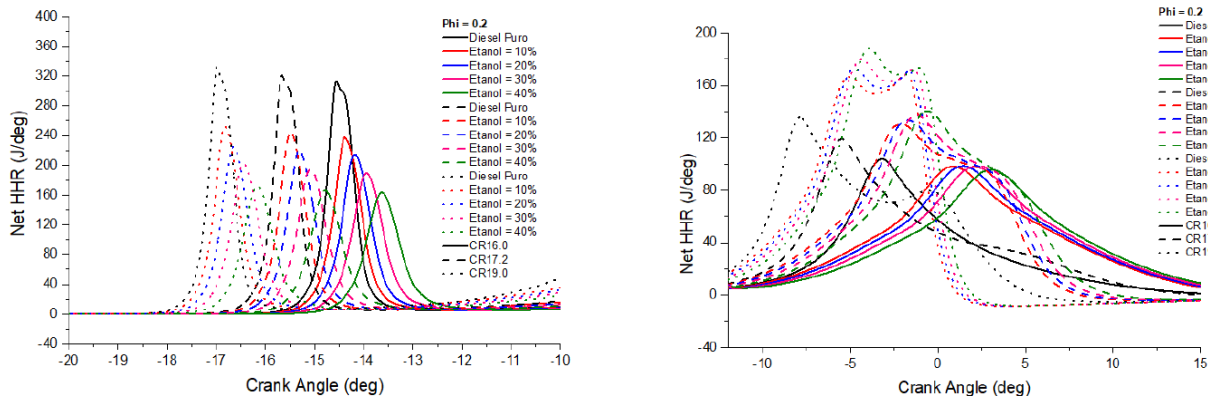


Figura 6: Influência da adição de EHC ao Diesel na taxa líquida de liberação de calor na região pré-misturada da combustão (esq.) e na região difusa da combustão (dir.)

Na fase de pré-mistura, o combustível que foi misturado ao comburente até seu limite de flamabilidade ignita de maneira rápida gerando o curto e intenso pico de liberação de calor. Nesta fase, a pré-mistura do comburente com o etanol, no caso *dual-fuel* tem grande importância, provendo misturas mais homogêneas e possibilitando a intensificação da liberação de energia.

Após a mistura de combustível e comburente pré-misturados ter sido consumida a queima passa a ser controlada pela disponibilidade da mistura dentro do cilindro e pelo processo de mistura entre ar e combustível. Neste ponto, a atomização do combustível, vaporização e a qualidade da mistura são fundamentais na busca da melhor eficiência da reação. A taxa de liberação de calor tem perfil diferente da fase anterior, sendo de menor intensidade, porém de duração mais longa.

A Fig. 6 mostra a relação entre a adição de etanol com a taxa de liberação de calor da fase rápida (esquerda) e na fase controlada pela mistura (direita). É nítido que as misturas de etanol baixaram substancialmente a quantidade de energia liberada na fase de pré-mistura para as três taxas de compressão estudadas, o que não necessariamente é verdade experimentalmente. Neste caso, o modelo do ChemKin® assume que a injeção *dual-fuel* ocorre dentro do cilindro, havendo pouco tempo para que a mistura se desenvolva de maneira homogênea. O etanol age como um detrator de energia, já que ocupa uma parte da vazão mássica da mistura, alterando o ponto de ignição, além de se vaporizar e gerar o efeito de nuvem, diminuindo a área de contato entre o Diesel e o oxigênio. A hidroxila proveniente do etanol não apresenta um papel significativo, já que não há tempo e energia suficiente para torná-la disponível para a queima do Diesel.

A tendência observada é que o etanol misturado ao Diesel diminua o número de cetanas possibilitando uma reação mais adiantada, e liberando maior quantidade de energia liberada na fase pré-misturada, o que pode ser entendido como uma maneira mais eficiente de transformação da energia em trabalho. Esta discussão foi objeto de estudo de Britto (2015) e Hansen *et al.* (2004), assim como de Satgé de Caro *et al.* (2000) que aponta redução de aproximadamente 11% e 22% para a adição de 10% e 20%, respectivamente, de etanol ao Diesel comercial padrão.

Para a taxa de compressão de 16,0:1 a adição de etanol defasa a liberação de calor na fase misturada para tempos de virabrequim mais atrasados, sendo suas intensidades máximas similares entre todas as porcentagens de adição e muito próximas da máxima liberação de calor obtida com Diesel puro. Para a taxa de compressão de 17,2:1 e 19,0:1 a adição de etanol aumentou significativamente a taxa de liberação de calor na fase misturada, sendo em média 30% para $r = 17,2$, e 42% para $r = 19,0$. Para ambas as taxas nota-se que quanto maior a adição, mais atrasada a liberação de calor ocorre, e que a liberação de calor mais atrasada ocorre para 40% de etanol na mistura (defasagem de 3%).

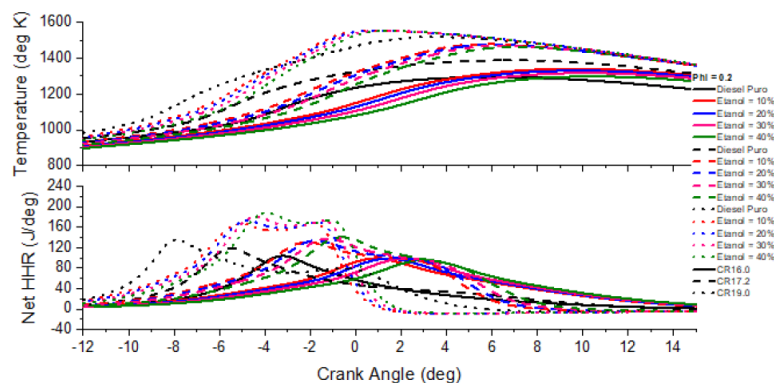


Figura 7: Análise conjunta da influência da adição de EHC ao Diesel na temperatura de câmara (sup.) e na taxa líquida de liberação de calor (inf.) na região difusa da combustão.

A Fig. 7 elucida a relação entre a taxa de liberação de calor e a temperatura da reação na fase misturada. Nota-se que conforme o etanol é adicionado, a taxa de liberação de calor é atrasada, mas sua intensidade aumenta.

A característica de motores *dual-fuel* é de que a combustão assuma o comportamento combinado entre o Diesel e o Etanol, ou seja, características de chama difusa e de pré-misturada. A hipótese de que na fase misturada a pluma difusa do Diesel ignite a mistura fresca de etanol explica o aumento observado na liberação de calor quando comparado com o Diesel puro, conforme observado por Britto (2015) e neste estudo. A Tab. 6 abaixo resume os valores de liberação total de calor para o Diesel puro e as misturas estudadas com etanol resultantes da simulação.

Tabela 6: Resultados qualitativos da adição de EHC ao Diesel na liberação total de calor (integrada) para as taxas de compressão analisadas.

	Diesel puro	10% EHC	20% EHC	30% EHC	40% EHC
Liberação total de calor [J] para taxa de compressão de 16,0:1	1032,41	1251,23	1237,41	1217,09	1186,24
Liberação total de calor [J] para taxa de compressão de 17,2:1	1210,21	1331,29	1336,91	1342,69	1348,96
Liberação total de calor [J] para taxa de compressão de 19,0:1	1266,10	1282,68	1287,21	1294,26	1300,84

A liberação de calor também resulta na alteração de pressão de cilindro atingida. A pressão de cilindro é uma figura física de importância fundamental no projeto e calibração de motores Diesel. Heywood (1988) e o conhecimento da indústria apontam que a pressão de cilindro é a responsável direta pela durabilidade de peças importantes como cabeçote, anéis de compressão, qualidade do brunimento de cilindro, bronzinas, entre outros.

O aumento de pressão de cilindro tem consequência imediata na alteração do filme mínimo de óleo entre a capa da biela e a bronzina de apoio, levando ao aumento da temperatura de componentes mecânicos, perda de capacidade de lubrificação, e aumento da temperatura do óleo lubrificante que resulta na alteração das propriedades deste lubrificante no regime hidrodinâmico. O maior atrito entre componentes metálicos leva a desgaste prematuro do material das bronzinas, que resulta na alteração do curso do pistão, alterando a capacidade de assentamento dos anéis do pistão, culminando no toque entre pistão e válvulas de admissão e escape como efeito de longo prazo.

A Fig. 8 apresenta o comportamento da pressão conforme há adição de etanol hidratado, evidenciando que o pico de pressão ocorre deslocado em tempos de virabrequim para as diferentes misturas, corroborando a análise feita pela taxa de liberação de calor. É evidente também que a alteração para a taxa de compressão de 16,0:1 é menos sensível do que para as demais taxas, as quais também tem alteração do seu valor máximo.

Em relação à pressão de combustão, a adição de etanol hidratado resulta no seu aumento para as taxas de compressão de 17,2:1 e 19,0:1, e na diminuição para a taxa de 16,0:1. Para a menor taxa de compressão, a adição de etanol caminha do sentido de diminuição da pressão, sendo que para 40% de adição de etanol (curva verde), a pressão máxima resulta em valor 5,8% menor, enquanto que para 10% de adição de etanol resulta pressão 1,4% menor.

A adição de etanol também leva à defasagem do ângulo de virabrequim no qual a pressão máxima ocorre. $r = 16$ se ocorre atraso de 2,5 graus, para $r = 17,2$ cerca de 2,0 graus de atraso, enquanto para a taxa de $r = 19$, a adição de etanol adianta o ponto de pressão máxima em cerca de 0,7 grau.

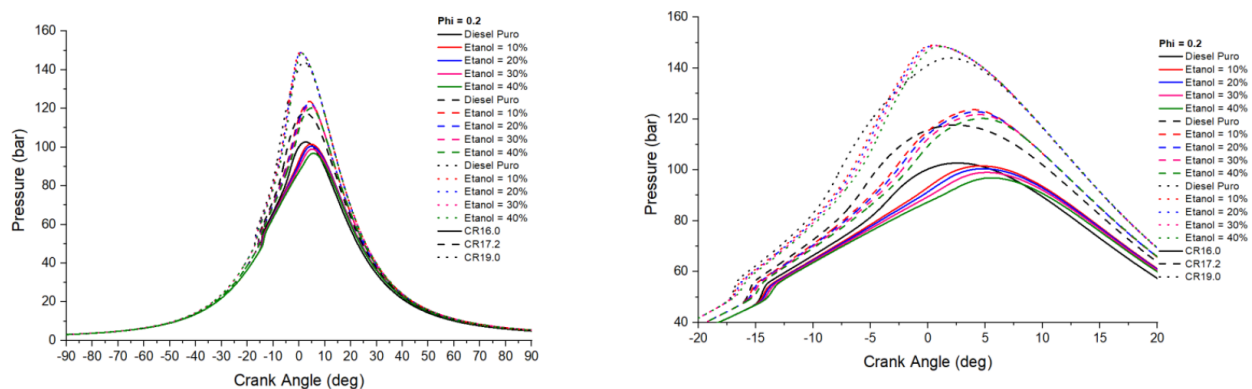


Figura 8: Influência da adição de EHC ao Diesel na pressão de cilindro (esq.) e detalhe da região de máxima pressão (dir.)

A taxa de compressão na qual o aumento da adição de etanol surte o menor efeito é a de 19,0:1, sendo que o traço de pressão pouco se altera independente da porcentagem de etanol na mistura. Contudo, para a menor taxa de compressão simulada, os traços de pressão se descolam conforme etanol é adicionado a mistura.

A Fig. 9 exibe a relação entre a taxa de liberação de calor e a pressão de cilindro. Na fase de pré-mistura a liberação de calor ignita a mistura em um processo sequencial espacial de chama pré-misturada construindo a pressão rapidamente

em um espaço de ângulo de virabrequim pequeno (2 graus), enquanto na fase misturada o processo de queima difusivo é lento e intenso (10 a 12 graus), conforme pontua Heywood (1988).

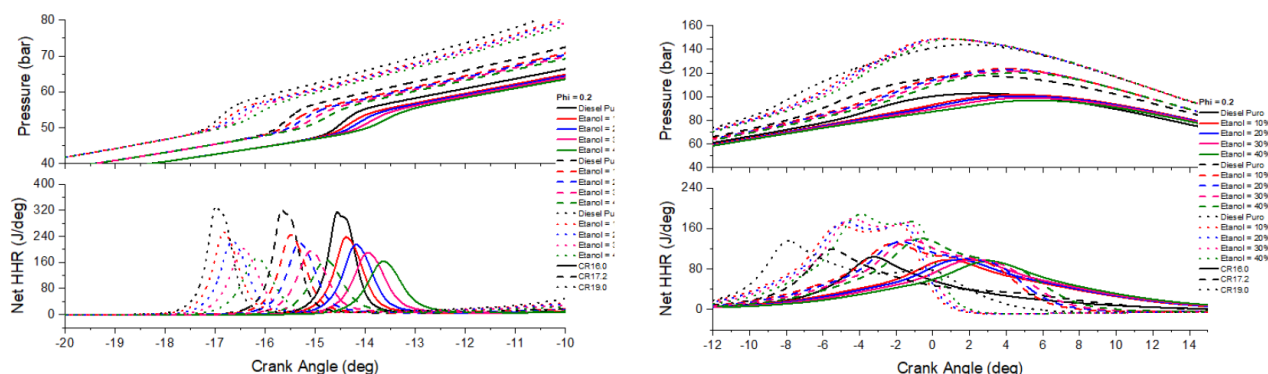


Figura 9: Influência da adição de EHC ao Diesel na taxa líquida de liberação de calor e na pressão de cilindro na região pré-misturada da combustão (esq.) e na região difusa da combustão (dir.)

As misturas Diesel etanol também apresentam um comportamento interessante sob a ótica do diagrama Pressão-Volume. A Fig. 10 apresenta para a taxa de compressão de 17,2:1 o comportamento resultante que as diferentes misturas geram. Nota-se alteração do platô de pressão constante, caminhando no sentido de volume constante quando há adição do etanol, o que Britto (2014) chama de Ottolização do motor Diesel.

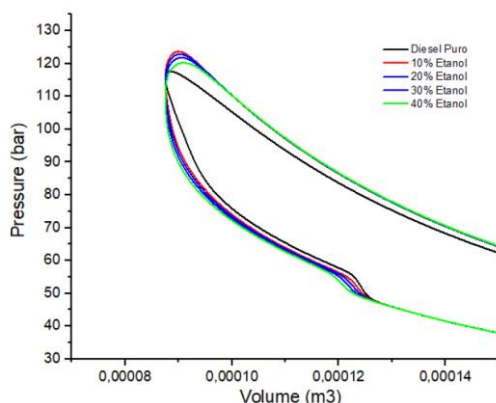


Figura 10: Relação Pressão vs. Volume para as diferentes adições de EHC ao Diesel

Em motores de ignição por compressão é sabido que a curva de pressão de cilindro tem forte influência na geração de trabalho, formação de poluentes como óxidos de nitrogênio, material particulado, rejeição de calor no cilindro, desgaste de anéis, vida útil de componentes, entre outros. O aumento da taxa de compressão, termodinamicamente, deve gerar aumento de pressão de cilindro.

Uma possível explicação para este fato é de que a adição de etanol ao combustível altera diversas de suas propriedades tais como viscosidade, estabilidade e características de flamabilidade, conforme apontado por Satgé de Caro *et al.* (2000) e Hansen *et al.* (2004). Por serem diferentes reacionalmente, uma certa porcentagem de etanol é tolerada pelo Diesel, contudo rompida esta barreira, a adição de etanol modifica as propriedades do combustível como um todo, tornando-o um composto de características heterogêneas e comportamento complexo.

Apesar da revisão feita por Hansen *et al.* (2004), pouco se conhece da adequação da mistura Diesel com etanol a motores originalmente de ignição por compressão, mas autores como Waterland *et al.* (2020) apontam que misturas com porcentagem a partir de 10% em massa têm características de redução do poder calorífico, aumento do teor de água na mistura, aumento do ponto de nuvem e da pressão de vapor, além da diminuição da viscosidade. Hansen *et al.* (2004) aponta ainda que as misturas, de modo geral, têm menor número de cetanas. A diminuição desta característica leva à maiores atrasos de ignição, gerando maior tempo para o combustível vaporizar antes do início da combustão.

3.3. Influência Do Etanol Hidratado Como *Dual-Fuel* Na Velocidade De Chama Laminar

A velocidade de chama laminar é objeto de estudo de diversos autores como Gomez-Meyer *et al.* (2012), Chong (2010) e Schihl *et al.* (2005) na tentativa de entender de estabelecer relações entre parâmetros como consumo de combustível, emissões e potência de um motor. A velocidade chama laminar é um parâmetro importante na caracterização e projeto de sistemas de injeção de combustível mais eficientes, bem como na utilização de simulações de chamas turbulentas.

Apesar do Diesel ser utilizado como combustível em longa data, existem poucos estudos disponíveis relacionados à sua velocidade de chama especialmente em função da sua composição complexa, que apresenta longas cadeias carbônicas levando a propriedades instáveis e de difícil estudo.

Huang *et al.* (2004), Kumar *et al.* (2007) bem como Chong (2010) são os estudos mais recentes que objetivam a identificação e medida da velocidade laminar. Os dados colhidos pelos autores experimentalmente e simulacionamente juntamente com os dados simulacionais de resultado deste estudo são exibidos na Fig. 11. Os mecanismos usados na literatura se resumem a compostos de butanoato de metila, decanoato de metila, dodecanoato de metila e ésteres metílicos. Este estudo fará o estudo baseado no mecanismo utilizado, cujas principais espécies são o n-dodecano e o p-xileno utilizando o mesmo software e mesmos mecanismos já apresentados. Para esta etapa foi utilizado o componente de velocidade de chama linear do ANSYS Chemkin® acoplado às condições de contorno e resultados obtidos anteriormente.

Este estudo obteve boa correlação de dados com o estudo de Kumar *et al.* (2007), mas não obteve correlação forte com os estudo de Chong (2010) e Huang *et al.* (2004). Uma possível explicação para este fato está no mecanismo reacional, condições de controle e combustível testado pelos autores ser diferente do utilizado neste estudo.

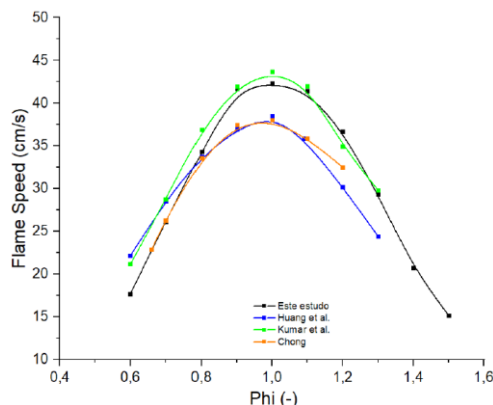


Figura 11: Validação do modelo de velocidade de chama linear entre este trabalho e a literatura

A adição de etanol permite afirmar que a velocidade de chama laminar sofre uma mudança significativa quando comparado com o Diesel puro, apresentando aumento de até 21 cm/s para $\phi = 1,0$. Este fato pode ser explicado pela caracterização quantitativa do combustível como mais próximo ao EHC, cujas velocidades de chama são consideravelmente maiores do que o Diesel. Os resultados de velocidade para as misturas de Diesel e Etanol vão de encontro com o que Huang *et al.* (2004) publicou, identificando o maior poder de atomização, maior volatilidade e a oxigenação natural do combustível no etanol como sendo os principais responsáveis.

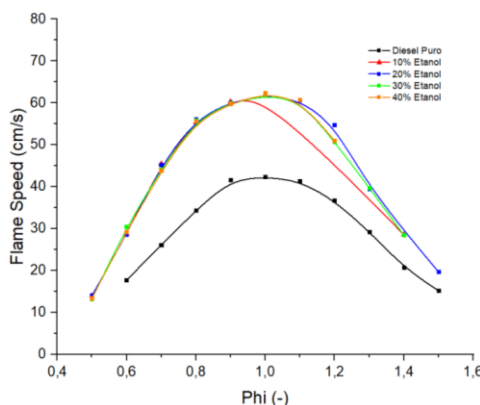


Figura 12: Influência da adição de EHC ao Diesel na velocidade de chama linear

3.4. Influência Do Etanol Hidratado Como *Dual-Fuel* Em Emissões De Gases E Material Particulado

A literatura atual ainda abrange poucos estudos sobre os efeitos da adição de etanol em relação aos gases poluentes compostos por óxidos de nitrogênio, monóxido e dióxido de carbono, hidrocarbonetos (queimados e não queimados) e material particulado. Dentre os mais atuais e revisionalmente completos estão Britto (2014), Reitz (2014), Abu-Qudais (1999), Pedrozo (2018), Shi *et al.* (2005), Xing-cai *et al.* (2004) e Padala *et al.* (2013) que também agregaram experimentos para coletar dados reais em condições de contorno específicas para algumas aplicações.

Dentre os autores o consenso sobre o efeito do etanol no monóxido de carbono é qualitativamente negativo, apresentando aumento significativo entre 55%, conforme Britto (2015), e 400%, conforme Hansen *et al.* (2004). Contudo, todos os autores concordam que este resultado está diretamente ligado à diminuição da temperatura da câmara de combustão em função da remoção de calor latente da mistura ar-etanol pela vaporização deste combustível, que por sua

vez prejudica a queima do Diesel apesar do excesso de oxigênio disponível levando a queima incompleta de componentes intermediários da oxidação do carbono. Britto (2015) aponta ainda que em dados reais de injeção do etanol em configuração PFI, seria responsável pela redução de até 12°C da temperatura da pré-mistura, que leva a redução de 35°C no estágio de pré-ignição do Diesel.

A injeção de etanol é também responsável pelo aumento da emissão de hidrocarbonetos totais. A colisão do spray de etanol em injeções PFI e o estímulo da fase pré-misturada da queima quando a mistura está suficientemente homogênea e desenvolvida leva a redução da quantidade de oxigênio disponível para a queima do Diesel. A mudança do perfil de enchimento do cilindro em função do combustível adicionado também é um significativo responsável, já que a mistura dentro do cilindro não resulta na homogenização ideal gerada pelos movimentos de ar como swirl e tumble, tendo em vista que estes são otimizados para um fluido diferente (ar e Diesel) do que o fluido que contém o etanol vaporizado.

A menor temperatura de reação também apresenta um lado positivo quando observados os resultados de emissões de NOx após a adoção do etanol como *dual-fuel*. Os óxidos de nitrogênio formados pelo mecanismo térmico (Zel'dovich) sofrem redução imediata pela vaporização do etanol. Contudo, os óxidos de nitrogênio formados pelo mecanismo rápido (Fenimore) provavelmente tendem a aumentar uma vez que há maior disponibilidade dos radicais CHi para a formação de cianeto quando reagidos com o nitrogênio elementar. Bonturi *et al.* (1996) aponta que motores Diesel tendem também a apresentar a formação de NOx pelo mecanismo de N₂O de Røkke *et al.* (1992), já que sua combustão apresenta ambientes de altas pressões e excesso de ar.

A redução da emissão de material particulado é também consenso entre os autores. Abu-Qudais aponta redução de 32% na emissão de soot, em concentração em massa, enquanto Kass *et al.* (2001) aponta redução de 41% para misturas com 15% de etanol hidratado em massa. Dentre as possíveis explicações para este fato estão no aumento do enchimento do cilindro com oxigênio devido à maior massa específica do ar resultante da temperatura de ar mais baixa atingida com a vaporização do etanol, disponibilizando maior quantidade de oxigênio para a queima do Diesel, bem como a oxigenação da mistura em função dos grupos hidroxila disponíveis nas espécies de álcool. Reitz (2014) aponta que motores RCCI apresentaram redução de pelo menos uma ordem de grandeza quando comparados com motores que são certificados para operação sob a legislação ECE R49.05 (material particulado máximo permitido de 0,020 g/kWh).

Um ponto importante levantado pelos autores é a adição de um poluente ao rol de gases controlados, antes não preocupante ou resultante da combustão exclusivamente de Diesel. Os aldeídos são produtos intermediários da oxidação de álcoois primários fortemente dependentes do ambiente no qual a reação ocorre. Estas espécies são altamente perigosas para o meio ambiente e para o ser humano, consideradas precursoras do ozônio troposférico e de doenças respiratórias. O acetaldeído e formaldeído, sub-espécies formadas a partir dos aldeídos, são cancerígenos responsáveis por mortes por falência hepática e pulmonar em grandes centros urbanos, em função da emissão destes poluentes em gases de escape da frota automotiva e sua modificação fotoquímica na atmosfera terrestre.

4. CONCLUSÕES

Este relatório apresentou um estudo sobre a adição de etanol no Diesel para efeitos de redução de poluentes, verificando-se simultaneamente as consequências relacionadas às propriedades termodinâmicas do motor, em especial o efeito sobre a liberação de calor. Dentre as principais descobertas, pode-se listar:

- o modelo utilizado apresentou boa correlação com dados experimentais reais de um motor comercial uma vez selecionadas condições de contorno apropriadas no software;
- a taxa de compressão variada entre 16,0:1; 17,2:1 e 19,0:1 gerou modificação da taxa de liberação de calor no cilindro, modificando tanto o perfil quanto a intensidade máxima da pressão de cilindro e da temperatura de reação;
- a taxa de compressão de 19,0:1 apresentou maiores temperaturas e pressões, enquanto a taxa de 16,0:1 apresentou as menores temperaturas e pressões, fatos que validam o modelo de maneira apropriada para o entendimento das consequências da adição do etanol hidratado;
- a adição de etanol hidratado comercial (EHC) tem consequências diferentes de acordo com a taxa de compressão, seja no perfil da grandeza analisada ou no perfil característico resultante da curva desta grandeza em relação ao ângulo de virabrequim;
- em relação a defasagem da liberação de calor no espaço de tempo de ângulo de virabrequim:
 - a adição do EHC atrasa a liberação de calor para as taxas de compressão de 16,0:1 e 17,2:1, fenômeno que se replica na temperatura da reação e na pressão, quando comparada ao Diesel puro;
 - a adição de EHC adianta a liberação de calor para a taxa de compressão de 19,0:1, e este fenômeno se replica na temperatura de reação e na pressão de cilindro;
- em relação ao total integralizado de liberação de calor no tempo simulado (-180 a +180 graus de virabrequim):
 - adição de etanol tem efeito de aumentar a liberação total de energia em 10% de massa para a taxa de compressão de 16,0:1, porém a partir de 20% de adição, tem efeito contrário, e para as demais taxas de compressão, a adição sucessiva de etanol caminha no sentido de aumentar a energia total liberada na combustão;
 - o combustível *dual-fuel* assume características de ambos os combustíveis da mistura, e na fase misturada, o mecanismo difuso do Diesel tem parcela de contribuição com a queima da mistura ar-etanol residual da queima na fase de pré-mistura, aumentando a contribuição da energia liberada pela reação durante a fase rápida;
 - o a otimização entre a taxa de compressão e a fração ideal de etanol adicionado para efeitos de potência e desempenho deve levar em consideração que o efeito de aumento de energia total liberada mais significativo

se dá para a taxa de compressão de 17,2:1 para adição de 20, 30 e 40% de EHC, e para a taxa de compressão de 16,0:1 para adição de 10% de etanol hidratado comercial, conforme Tab. 7.

Tabela 7: Variação percentual da liberação total de calor (integrada) para as taxas de compressão analisadas perante adição de EHC ao Diesel

	10% EHC	20% EHC	30% EHC	40% EHC
Liberação total de calor [J] para taxa de compressão de 16,0:1	21,20%	19,86%	17,89%	14,90%
Liberação total de calor [J] para taxa de compressão de 17,2:1	10,01%	29,49%	30,65%	30,06%
Liberação total de calor [J] para taxa de compressão de 19,0:1	1,31%	24,86%	25,36%	26,73%

- as porcentagens de etanol adicionado variadas apresentam comportamento similar em relação a temperatura, sendo que a variação desta grandeza entre as diversas frações de etanol testadas foi menor que 2,7%;
- de modo análogo, a pressão de cilindro variou 6,2% entre a menor e a maior fração adicionada de EHC;
- a velocidade chama laminar do mecanismo reacional adotado neste trabalho é coerente com referências da literatura;
- a adição de etanol hidratado gera aumento significativo de velocidade de chama laminar (21 cm/s ou 48%), independente da fração de etanol adicionada;
- o aumento da velocidade de chama é condizente com o aumento da parcela de contribuição do mecanismo pré-misturado do etanol, acelerando a queima da mistura fresca na frente de chama;
- a variação da velocidade de chama entre a menor e a maior fração de etanol adicionada foi menor que 1cm/s, o que evidencia duas principais hipóteses:
 - a adição sucessiva de hidroxila não tem relação forte com a fase pré-misturada da combustão;
 - o mecanismo reacional e o modelo utilizados no software não são capazes de enxergar variações em relação ao combustível, uma vez que são mais sensíveis à características termodinâmicas como temperatura inicial dos reagentes;
- este estudo não foi capaz de simular a influência do etanol hidratado no mecanismo de formação de NO na combustão do Diesel por questões técnicas de esforço computacional, contudo é consenso dentre as diversas fontes na literatura que a adição de etanol hidratado como *dual-fuel*, independente da configuração de injeção do etanol:
 - diminui a formação de óxidos de nitrogênio (NOx) em função da diminuição da temperatura da reação causada pela vaporização do etanol no ar, atingindo diretamente o mecanismo de Zel'dovich;
 - pode levar ao aumento de radicais CHi no ambiente reacional, fazendo com que a formação de NOx pelo mecanismo rápido de Fenimore possa permanecer inalterada;
 - aumenta a formação de monóxido de carbono em função da diminuição da temperatura da reação causada pela diminuição do calor latente da mistura causada pela vaporização do etanol;
 - aumenta a formação de hidrocarbonetos totais em função da diminuição da temperatura da reação, e pelo consumo imediato de oxigênio na pré-mistura do etanol com o ar atmosférico, uma vez que a queima do etanol se dá prevalentemente pelo mecanismo pré-misturado;
 - diminui a formação de material particulado em função do aumento do oxigênio disponível para o Diesel durante a queima difusa, pesar de pouca referência na literatura;
- a literatura carece de informação sobre a influência do etanol na formação de soot e material particulado em misturas *dual-fuel* especialmente pela dificuldade da simulação computacional (mecanismos complexos e instáveis), e pela dificuldade da coleta estável e confiável de dados de fumaça e material particulado experimentalmente, isolando as demais influências;

A utilização de etanol hidratado em aplicações Diesel estacionárias, como a proposta neste estudo, pode trazer benefícios técnicos de grande força para justificar sua implementação. A diminuição da formação de óxidos de nitrogênio e material particulado, bem como o aumento de eficiência que a maior liberação de energia traz com a adição de etanol são razões suficientes para aumentar o campo exploratório de motores de ignição por reatividade controlada (RCCI) na tentativa de buscar soluções ao emissão de geradores de energia que se encontra próximo.

A alteração proposta na configuração *dual-fuel* pode ser considerada de fácil introdução uma vez que são necessárias poucas alterações de peças. O trabalho de otimização da calibração do motor que receberá esta aplicação deverá basear-se no MBT (*Maximum Brake Torque*), de modo a otimizar o IMEP (*Indicated Mean Effective Pressure*) para as condições de operação desejadas. Para pequenas diminuições da emissão de gases NOx necessárias, esta solução é mais fácil e ágil do que o uso de catalisadores de processamento de gás como SCR (*Selective Catalyst Reduction*) ou tecnologias EGR (*Exhaust Gas Recirculation*), além de utilizarem um combustível adicional bem estabelecido no Brasil e de fácil acesso.

Como sugestão a trabalhos futuros, recomenda-se:

- explorar com profundidade os mecanismos de formação de NO, bem como o mecanismo de formação de fuligem;
- explorar os efeitos das variações ambientais de temperatura, pressão e umidade na adição do etanol hidratado;

- explorar os campos da “Ottolinização” dos motores Diesel, de modo a se estabelecer os limites simulacionais que a adição de etanol sustenta, otimizando a pesquisa experimental;
- explorar as condições de carga que os motores Diesel podem assumir em operações não estacionárias, verificando os resultados da adição de etanol para diferentes condições de razão de equivalência (como forma de atender a diferentes demais de consumo de combustível);.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer a Cummins Brasil Ltda. Pelos dados fornecidos e pelo suporte financeiro e econômico provido para que este trabalho pudesse ser conduzido.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Zhou, Dezhi *et al.* Efficient Combustion Modelling in RCCI with Detailed Chemistry. Energy Procedia, [s. l.], 2017.
- Splitter, Derek *et al.* RCCI Engine Operation Towards 60% Thermal Efficiency. SAE International, [s. l.], 2013.
- Abu-Qudais, M. *et al.* The effect of alcohol fumigation on Diesel engine performance and emissions. Energy Conversion and Management, [s. l.], 1999.
- Rossomano, Bruno *et al.* Analysis of the impact of Diesel-Ethanol fuel blends on CI engine performance and emissions via multi-zone combustion modelling. Energy Procedia, [s. l.], 2017.
- Narayanaswamy, Krithika *et al.* A chemical mechanism for low to high temperature oxidation of n-dodecane as a component of transportation fuel surrogates. Combustion and Flame, [s. l.], 2014.
- Mehl, Marco *et al.* A Multicomponent Blend as a Diesel Fuel Surrogate for Compression Ignition Engine Applications. J. Eng. Gas Turbines Power, [s. l.], 2015.
- Raju, Mandhapaty *et al.* A Reduced Diesel Surrogate Mechanism for Compression Ignition Engine Applications. ASME Internal Combustion Engine, [s. l.], 2013.
- Pitz, William J *et al.* Chemical Kinetic Models for Advanced Engine Combustion. DOE National Laboratory Advanced Combustion Engine R&D Merit Review and Peer Evaluation, [s. l.], 2014. Disponível em: https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/07/f17/ace013_pitz_2014_o.pdf. Acesso em: 17 jun. 2020.
- Liu, Huang *et al.* Hydrate formation/dissociation in (Natural Gas + Water + Diesel Oil) Emulsion Systems. Energies, [s. l.], 2013.
- Boretti, Alberto. Advantages of converting Diesel engines to run as dual-fuel ethanol-Diesel. Applied Thermal Engineering, [s. l.], 2012.
- Waterland, LR *et al.* Safety and performance assessment of ethanol/diesel blends (E-Diesel). Well-to-Wheels: NREL/SR-540-34817, [s. l.], 2007. Disponível em: <http://ies.jrc.ec.europa.eu/WTM>. Acesso em: 18 jun. 2020.
- Satgé De Caro, P *et al.* Interest of combining an additive with Diesel-Ethanol blends for use in Diesel Engines. Fuel, [s. l.], 2000.
- Hansen, Alan C *et al.* Ethanol-Diesel fuel blends - a review. Bioresource Technology, [s. l.], 2004.
- Nylund, NO *et al.* Alcohols/ethers as oxygenates in diesel fuel: properties of blended fuels and evaluation of practical experiences. TEC TransEnergy, [s. l.], 2010.
- Pawlak, G. The concept of a dual-fuel highly efficient internal combustion engine. SAE International, [s. l.], 2010.
- Heywood, John B. Internal Combustion Engine Fundamentals. USA: McGraw-Hill, 1988. 930 p. ISBN 007028637X.
- Britto Jr, Roberto. Experimental analysis of a diesel engine operating in Diesel–Ethanol Dual-Fuel mode. Fuel, [s. l.], 2014.
- Britto Jr, Roberto. Emission analysis of a Diesel Engine Operating in Diesel–Ethanol Dual-Fuel mode. Fuel, [s. l.], 2015.
- GÓMEZ-MEYER, Juan-Sebastian *et al.* Laminar flame speed of soy and canola biofuels. Ciencia, Tecnología y Futuro, [s. l.], 2012.
- Chong, Cheng *et al.* Measurements of laminar flame speeds of liquid fuels: Jet-A1, diesel, palm methyl esters and blends using particle imaging velocimetry (PIV). Proceedings of the Combustion Institute, [s. l.], 2010.
- Schihl, Peter *et al.* Determination of laminar flame speed of Diesel fuel for use in a turbulent flame spread premixed combustion model. Proceedings for the Army Science, [s. l.], 2005.
- Huang, Y *et al.* Laminar flame speeds of primary reference fuels and reformer gas mixtures. Combustion and Flame, [s. l.], 2004.
- Kumar, Kamal *et al.* Laminar flame speeds and extinction limits of preheated n-decane/O₂/N₂ and n-dodecane/O₂/N₂ mixtures. Combustion and Flame, [s. l.], 2007.
- Wang, Y *et al.* Propagation and extinction of premixed dimethyl-ether/air flames. Proceeding Combustion Institute, [s. l.], 2009.
- Reitz, Rolf D *et al.* Review of high efficiency and clean reactivity controller compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines. Progress in Energy and Combustion Science, [s. l.], 2014.
- Pedrozo, Vinícius B *et al.* High efficiency ethanol-Diesel dual-fuel combustion: a comparison against conventional Diesel combustion from low to full engine load. Fuel, [s. l.], 2018.
- Shi, Xiaoyan *et al.* Emission reduction potential of using ethanol–biodiesel–diesel fuel blend on a heavy-duty diesel engine. Atmospheric environment, [s. l.], 2005.

- Xing-Cai, L et al. Effect of cetane number improver on heat release rate and emissions of high-speed diesel engine fueled with ethanol–diesel blend fuel. *Fuel*, [s. l.], 2004.
- Padala, Srinivas et al. Effect of Ethanol Port-Fuel-Injector Position on Dual-Fuel Combustion in an Automotive-Size Diesel Engine. *Energy and Fuels*, [s. l.], 2013.
- Bonturi, S et al. NOx formation in counter-flow opposed-jet diffusion CH4/air flames. *Combustion Science Technology*, [s. l.], 1996.
- Røpke, NA et al. Scaling of nitric oxide emissions buoyancy dominated hydrocarbon turbulent-jet diffusion flames. *Proceeding Combustion Institute*, [s. l.], 1992.
- Kass, MD *et al.* Emissions from a 5.9-liter diesel engine fueled with ethanol diesel blends. *SAE International*, [s. l.], 2001.
- Ministério De Minas E Energia. Agência Nacional do Petróleo. RANP 740. [S. l.], 16 ago. 2018. Disponível em: <http://legislacao.anp.gov.br/?path=legislacao-anp/resol-anp/2018/agosto&item=ranp-740-2018>. Acesso em: 21 jun. 2020.
- Ministério De Minas E Energia Agência Nacional do Petróleo. Resolução ANP 19. [S. l.], 15 abr. 2015. Disponível em: http://nxt.anp.gov.br/NXT/gateway.dll/leg/resolucoes_anp/2015/abril/ranp%2019%20-%202015.xml?f=templates&fn=document-frame&se t.htm&q=&uq=&x=&up=1&force=5026&vid=anp:10.1048/enu. Acesso em: 21 jun. 2020.
- Lawrence Livermore National Laboratory et al. Diesel surrogate, detailed and reduced. In: MEHL, M. Diesel surrogate, detailed and reduced. [S. l.], 2015. Disponível em: <https://combustion.llnl.gov/mechanisms/surrogates/diesel-surrogate-detailed-and-reduced>. Acesso em: 29 Maio 2020.
- Yeliana, Y et al. Estimation of double-Wiebe function parameters using least square method for burn durations of ethanol-gasoline blends in spark ignition engine over variable compression ratios and EGR levels. *Applied Thermal Engineering*, [s. l.], 2011.

7. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF HYDRATED ETHANOL AS DUAL-FUEL IN THE PERFORMANCE OF A HCCI DIESEL ENGINE

Raphael Marinho Lomonaco Neto, ks569@cummins.com^{1,2}

Pedro Teixeira Lacava, placava@ita.br¹

Cristiane Aparecida Martins, cristiane.martins@gp.ita.br¹

René Francisco Boschi Gonçalves, renefbg@ita.br¹

¹Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Paraça Marechal Eduardo Gomes, 50, Vila das Acácias, São José dos Campos, SP, Brasil

²Cummins Brasil, Rua Jati, 310, Jardim Cumbica, Guarulhos, SP, Brasil

Abstract. *The quest for reducing emissions and optimizing the thermal efficiency of diesel engines has been challenging and increasingly requires technologies such as LTC (Low Combustion Technology) and HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) and RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition). This work sought to simulate a HCCI model in ANSYS Chemkin® using Commercial Hydrated Ethanol (EHC) as dual-fuel, and to understand the consequences of adding different volumes on the performance of a stationary Diesel engine, also evaluating the influence of the compression ratio on the heat release rate, maximum combustion pressure and temperature and flame speed. The HCCI commercial model showed good correlation of data with samples collected in a dynamometer. The addition of commercial hydrated ethanol to Diesel influences engine performance differently depending on the volume added, delaying heat release for lower compression ratios, and advancing for higher compression ratios, but increasing heat release for compression rates evaluated. The optimization of the use of dual-fuel in the evaluated work resulted in up to 30.66% increase in the total combustion heat release when substituting 30% of the volume of Diesel for EHC, for the compression rate of 17.2:1, as well as an increase in the laminar flame speed (up to 48%), with little variation in the maximum combustion pressure (less than 6%). It is understood that the dual fuel assumes characteristics of both fuels in the mixture, and that this configuration increases the contribution of the energy released during the fast phase of the reaction, and that the increase in flame speed is consistent with the contribution of the ethanol pre-mixed reaction mechanism, accelerating the flame front. This dual-fuel setup is viable for applications in which little effort and resources are needed for adaptation, being a potential tool to increase energy efficiency for stationary applications such as power generators.*

Keywords: Dual-fuel engines, LTC, Diesel engine, HCCI engine