

INVESTIGAÇÃO DO USO DE ELEVADAS RAZÕES DE COMPRESSÃO COM ETANOL HIDRATADO ATRAVÉS DA ANÁLISE DE LIBERAÇÃO DE CALOR

SARI, R. L.¹, NORA, M. D.¹, MARTINS, M. E. S.¹, ENZWEILER, H. J.¹, GOLKE, D.¹
e DOS SANTOS, K. J.¹

¹Universidade Federal de Santa Maria

E-mail: rafael.sari@mecanica.ufsm.br

ABSTRACT

The use of renewable fuels is pointed out as one of the best solutions to decrease the greenhouse gases emissions due to the balance in the CO₂ chain. In this context, ethanol stands out as one of the best renewable fuels. Furthermore, the direct use of hydrated mixtures of this fuel can improve the energy balance, reducing the fuel cost. The increase in water concentration leads to lower indicated efficiencies. However, the water promotes an increase on knock resistance. This enables the use of higher compression ratios, improving the engine conversion efficiency. The modifications in this parameter to use wet ethanol mixtures is not well established. In this way, this study, aims to evaluate the impact of compression ratio increase on heat release and performance parameters. Mixtures containing 4, 10, 20 and 30% of water in ethanol in volumetric content were investigated. The tests were carried out at 8 bar BMEP and 1800 rpm. As a result, the increase in water concentration allowed operation at minimum spark advance for best torque (MBT) for compression ratios up to 14.5.

1. INTRODUÇÃO

Um dos grandes desafios da indústria automobilística é desenvolver seus motores para atingir os níveis de emissões regulamentados, principalmente dos gases que intensificam o efeito estufa. Para isso, o desenvolvimento de combustíveis que produzam menos emissões de CO₂ do que os combustíveis fósseis são indispensáveis. Visando atender às regulamentações apresentadas na Conferência de Mudanças Climáticas das Nações Unidas em 2015 [1], muitos estudos vem sendo focados na pesquisa e desenvolvimento de combustíveis sustentáveis. Tais combustíveis devem apresentar baixa emissão de gases do efeito estufa, serem renováveis e economicamente rentáveis para se produzir.

Neste cenário, o etanol surge como um dos melhores combustíveis alternativos, com propriedades físico-químicas interessantes para a combustão. O etanol possui ainda um grande potencial de produção, sendo obtido das mais diversas culturas, criando empregos e renda, especialmente para países emergentes [2]. Não obstante, ainda é necessário obter processos de produção mais baratos e obter subsídio do governo de forma a tornar este combustível tão viável quanto combustíveis como o diesel ou a gasolina.

O potencial do etanol como combustível dedicado foi avaliado em um pequeno motor turbo de ignição por centelha por Jeuland et al. [13]. Vantagens e desvantagens do etanol são listadas no seu trabalho. Dentre os aspectos positivos, um maior número de octanos comparado com a gasolina e o efeito de resfriamento causado pelo elevado calor latente de vaporização do etanol são mencionados. Por outro lado, o etanol possui alta temperatura de vaporização, 78°C, quando comparado à gasolina (35°C), o que pode levar a problemas de partida a frio.

O uso de etanol hidratado comparado com misturas álcool-gasolina em motores de ignição por centelha foi estudado por Costa e Sodré [14]. Os autores mostraram que este combustível em condições de alta carga e rotação elevada apresentou melhores resultados em eficiência térmica e consumo específico *Brake* do que a mistura álcool-gasolina. Além disso, foi verificada uma diminuição dos valores de duração de combustão e das perdas de calor para as paredes do cilindro, aumentando a eficiência térmica. O etanol possui um maior calor latente de vaporização (904 kJ/kg) quando comparado com a gasolina (350 kJ/kg), o que reduz a temperatura do coletor de admissão levando a uma maior eficiência volumétrica[5].

Clemente et al. [15] avaliaram emissões, torque e potência em motores de combustão interna a etanol hidratado. Eles observaram acréscimos no torque máximo, potência máxima e consumo específico de combustível utilizando etanol hidratado quando comparado com uma mistura de álcool-gasolina. Isto foi atribuído pela capacidade de operação do etanol em pontos de ignição mais avançados, próximos da condição do *minimum spark advance for best torque* (MBT). Yücesu et al [16] investigaram os efeitos da concentração do etanol na gasolina comparando diferentes razões de compressão. Parâmetros, como variação do torque e avanço do ponto de ignição foram avaliados utilizando misturas de álcool-gasolina com 10, 20, 40 e 60% v/v de etanol. Verificou-se um aumento nos valores de torque com o acréscimo da razão de compressão. Além disso, os valores do torque foram maiores para misturas de álcool-gasolina com maiores concentrações de etanol. Os avanços do ponto de ignição foram investigados através do aumento gradual da razão de compressão e buscando condição de MBT com rotações entre 3500 a 5000 rpm. Concluiu-se que o aumento na razão de compressão provoca um aumento considerável na temperatura do gás da zona não queimada. Este aumento, por sua vez, aumenta a probabilidade de ocorrência de detonação. Assim, misturas com maior número de octanas são desejáveis, uma vez que permitem a operação em tais condições [4,5,13,16,17].

Etanol e água são completamente miscíveis, formando uma mistura azeotrópica a 96% v/v de etanol em água. A obtenção de maiores teores de etanol é apenas possível através do processo de desidratação, que possui um elevado custo energético. Estudos mostram que a energia gasta para destilar misturas contendo acima de 80% v/v de etanol em água cresce de forma exponencial, aumentando substancialmente o preço de mercado do etanol[3–9]. Yi et al. [10] estudaram o processo de obtenção e a quantidade total de energia envolvida na produção de etanol a partir do milho nos Estados Unidos. A energia gasta na destilação é significativa devido à baixa concentração de etanol obtido no processo de fermentação. Em geral, as indústrias alcançam cerca de 5% v/v de etanol no caldo. Para aumentar a pureza de etanol de 5% para 94% v/v, um total de 6MJ/kg-etanol é

gasto, o que representa 20% do poder calorífico superior do etanol [10–12]. Assim, torna-se claro que embora o etanol seja uma alternativa para substituir os combustíveis fósseis em motores de combustão interna é necessário, ainda, considerar os custos de produção e quantidade total de energia gasta na sua obtenção. Baseados nisso, diversos autores investigaram combustíveis de menor custo como o etanol com elevado teor de água. Este pode melhorar o balanço energético do etanol, viabilizando sua utilização de forma a diversificar a matriz energética [18]. Martins et al. [19] realizaram testes experimentais em um motor de operando em ignição por compressão de carga homogênea com misturas contendo até 40% de água em etanol em conteúdo volumétrico. Obteve-se operação estável para misturas de etanol em água de até 30%, resultado este verificado pelo baixo valor de covariância da pressão média efetiva indicada encontrado. Além disso, os valores de eficiência indicada próximo ao patamar de 40% para todas as misturas mostrou a baixa influência da água neste tipo de combustão.

Em outro estudo, Martins et al. [6] investigaram o efeito do aumento da concentração de água na combustão em um motor de ignição por centelha. Apesar da redução da eficiência indicada a medida que a concentração de água aumenta, a menor temperatura de combustão resultou em uma sensível diminuição das emissões de NO_x . Estudos anteriores, utilizando combustível etanol com alto teor de água em motores, encontraram as mesmas tendências de emissões com a redução de NO_x e aumento de emissões de HC e CO à medida que a concentração de água aumenta[8][22]. Tal comportamento é principalmente atribuído às menores temperaturas de combustão [4]. Além disso, constatou-se um aumento na resistência à detonação conforme aumentado o percentual de água, visto que tal fenômeno foi suprimido para percentuais de água superiores à 20%. Ambrós et al [20] e Fagundez et al [21] reportaram desvantagens como maior duração de combustão e acréscimo no consumo de combustível, com o aumento da concentração de água em motores a ignição por centelha operando em condição de MBT.

Outros estudos buscaram quantificar a economia de energia ao se utilizar misturas de etanol com elevada hidratação. Fagundez et al. [23] utilizaram um fator de energia líquida definido como a razão do valor do poder calorífico inferior e a energia gasta para obter etanol como combustível durante o processo de destilação. Os resultados apontaram que a mistura de etanol e água contendo 30% de água v/v de água em etanol foi o combustível mais eficiente, em termos de energia, para ser produzido e tendo a melhor utilização real para a energia química disponível. Lanzas et al. [5] avaliaram os benefícios econômicos do uso do etanol com diversas concentrações de água em um motor de injeção direta. Os melhores resultados em relação a diminuição dos custos de operação foram encontrados para o combustível com 90% v/v de etanol e 10% v/v de água totalizando uma economia de energia de 31%.

Com base nos resultados encontrados na literatura, percebe-se que é possível a exploração da maior resistência à detonação das misturas mais hidratadas em prol do aumento de eficiência. Tal resultado pode ser obtido através do aumento da razão de compressão. Desta forma, este trabalho tem o objetivo de avaliar os parâmetros de desempenho de um motor monocilíndrico de ignição por centelha,

com 0,668 L de volume deslocado, injeção de combustível na porta da admissão, operando em diferentes razões de compressão (12,5:1, 13,5:1 e 14,5:1), e com misturas contendo 4, 10, 20 e 30% v/v de água em etanol.

2. METODOLOGIA

2.1. Configurações Experimentais

Os testes experimentais foram realizados em um motor monocilíndrico com injeção de combustível na porta de admissão e arrefecido a ar. Para controlar o motor, uma ECU comercial FuelTech FT400 foi utilizada. Esta unidade de controle permite um ajuste do ponto de ignição e tempo de injeção de combustível de forma online. A Tabela 1 apresenta especificações e características geométricas do motor utilizado nos testes.

Tabela 1 – Características geométricas e especificações gerais do motor.

Diâmetro x Curso (mm)	90,0 x 105,0
Números de cilindros	1
Volume deslocado (cm ³)	668
Diâmetro válvula admissão (mm)	41,0
Diâmetro válvula exaustão (mm)	35,0
<i>Lift</i> válvula admissão (mm)	9,0
<i>Lift</i> válvula exaustão (mm)	9,5
Abertura válvula admissão	36° APMS
Fechamento válvula admissão	184° DPMS
Abertura válvula exaustão	204° APMS
Fechamento válvula exaustão	64° DPMS

A variação da razão de compressão foi realizada através da adição de anéis espaçadores entre o bloco do motor e o cabeçote do cilindro. A razão ar combustível foi monitorada por uma sonda de excesso de oxigênio (sonda lambda) Bosch LSU 4.2. Um dinamômetro AVL DynoPerfom 240 foi utilizado para aplicar a carga no motor. Os parâmetros do ambiente atmosférico, tais como temperatura, umidade e pressão foram medidas com a unidade HMT330 da VAISALA. Sensores PT100 foram utilizados para monitorar e adquirir os valores de temperatura de admissão e temperatura do óleo enquanto a temperatura de exaustão foi medida com um termopar tipo K. Para medir a pressão de admissão e pressão de exaustão, transdutores MPX4250AP da fabricante Freescale Semiconductor foram utilizados. O controle da carga do motor e a aquisição das pressões de admissão e exaustão e das temperaturas dos coletores foram realizados com o software AVL PUMA Open™. Enquanto isso, a pressão instantânea do cilindro foi medida utilizando um sensor piezoresistivo de ortofosfato de gálio (GaPO₄) AVL GH14D. Os dados de pressão foram adquiridos em base angular através de um sistema AVL INDIMICRO tendo como referência o sinal adquirido por um encoder incremental. Por fim, os dados adquiridos foram analisados por um sistema de indicação comercial, AVL

Indicom. A Figura 1 mostra os sensores utilizados nos testes e a sua localização no motor.

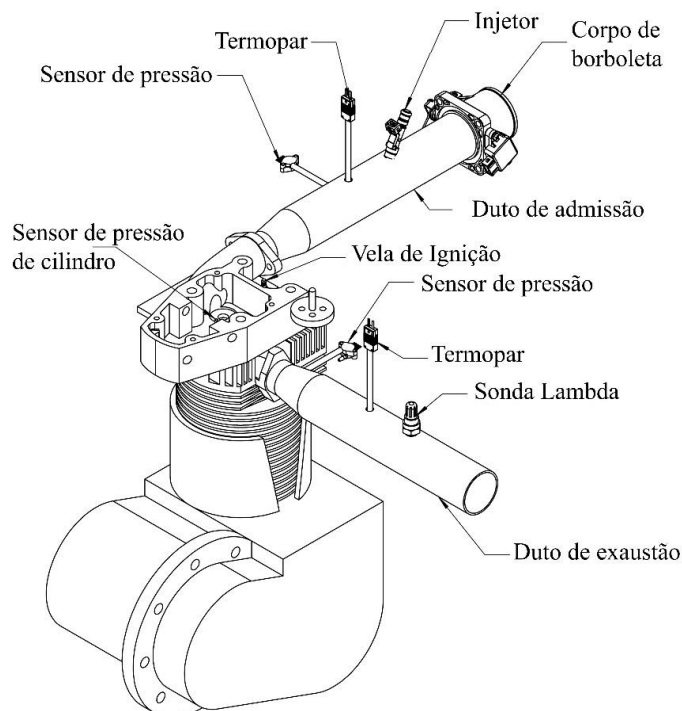


Figura 1 – Esquema da instrumentação motor

Para a medição do consumo de combustível, uma bureta de 100 ml com resolução de 0,2 ml foi utilizada. A configuração experimental é representada na Figura 2. A caracterização de todas as misturas de etanol-água foi realizada sob condições ambientes (1 atm e 20°C). Etanol e água foram misturados com o auxílio de um densímetro Antoon Paar para identificar e checar a composição da mistura etanol-água. Assumiu-se um desvio máximo de $\pm 0,5\%$ em composição volumétrica.

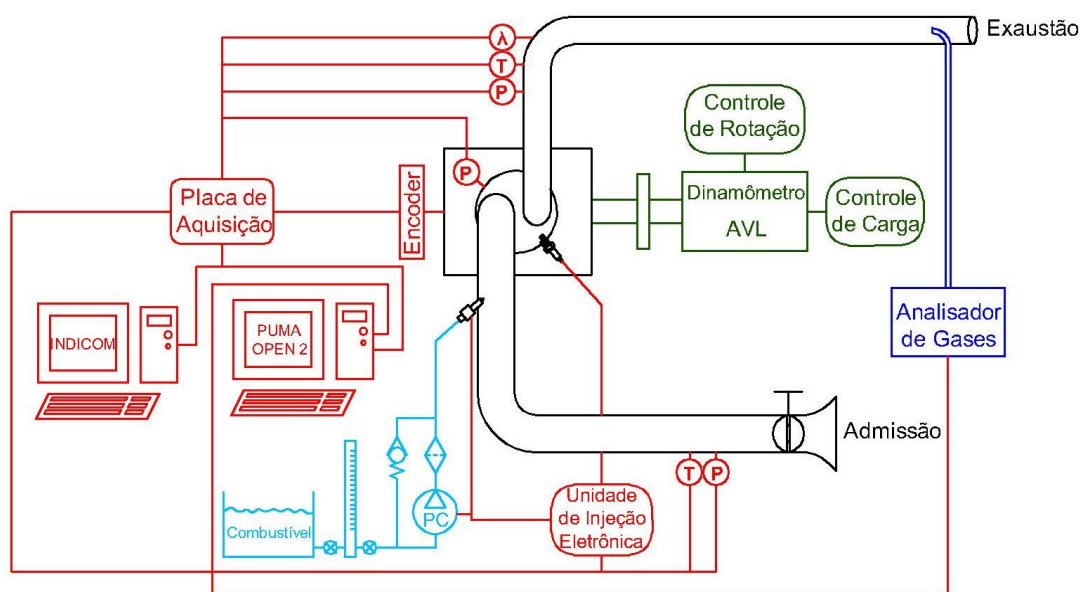


Figura 2 – Diagrama ilustrando a bancada de testes utilizada.

2.2. Procedimento Experimental

Os testes experimentais foram realizados sob condições de razão de equivalência estequiométrica a 1800 rpm e 8 bar BMEP. Investigaram-se condições de operação com razões de compressão de 12,5:1, 13,5:1, 14,5:1. O ponto de ignição foi ajustado para operação em MBT ou tão próximo quanto possível (caso limitado por detonação). O tempo para gastar 30ml de combustível foi medido. A média de três medidas foi utilizada para determinar o consumo de combustível. Quatro misturas de combustível foram investigadas: 4% v/v (E96W04 comercial), 10% v/v (E90W10), 20% v/v (E80W20) e 30% v/v (E70W30) de água no etanol.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Esta seção apresenta os resultados obtidos experimentalmente para as diferentes condições testadas. Inicialmente, os valores de eficiência indicada para as três razões de compressão, em 8 bar de BMEP e 1800 rpm são ilustrados na Figura 3. Nesta é possível observar as limitações e melhoras causadas pelo acréscimo da razão de compressão. Ao analisar os valores da razão de compressão de 12,5, nota-se que existe uma tendência decrescente nos valores de eficiência, uma vez que todas as misturas atingem operação em MBT. Assim, o efeito final do aumento da concentração de água no combustível é prejudicial à máquina térmica. As principais hipóteses são relacionadas às menores velocidades de queima laminar, às menores temperaturas atingidas durante a combustão e as maiores ineficiências de combustão. A primeira torna a combustão mais longa, aumentando as perdas por transferência de calor, enquanto que a segunda é resultado da energia absorvida para evaporação da água. Por fim, maiores ineficiências de combustão têm efeito direto na eficiência indicada, uma vez que parte do combustível passa a não ser queimado durante o processo de combustão. Quando aumentada a razão de compressão para 13,5:1, existe já há limitação por detonação para as misturas menos hidratadas. Tal condição requer a utilização de pontos de ignição mais atrasados fazendo com que o pico de pressão se dê distante do ponto morto superior (PMS). Assim, os valores máximos de eficiência para a mistura E96W04 são semelhantes aos da mistura E80W20. A máxima razão de compressão, por sua vez, leva a um sensível decréscimo nos valores de eficiência das misturas menos hidratadas pelo mesmo mecanismo já apresentado. Entretanto, para a mistura E80W20, verifica-se o maior valor de eficiência indicada encontrado. Os estudos realizados por Fagundez et al. e Lanzasova et al. [5,23], apresentam uma condição de operação ótima entre energia gasta e energia produzida para misturas variando seus percentuais de água de 10 a 20%, em conteúdo volumétrico, sem levar em conta os gastos relacionados à logística. Entretanto, nesses estudos, os valores de eficiência indicada para as misturas contendo essas concentrações de água são iguais ou menores aos da mistura E96EW04. Os resultados mostram que, ao aumentar a razão de compressão, é possível obter valores superiores de eficiência indicada para misturas mais hidratadas. À vista disso é possível afirmar que esse fato resultará em uma sensível melhora no balanço energético do ciclo de vida do etanol hidratado.

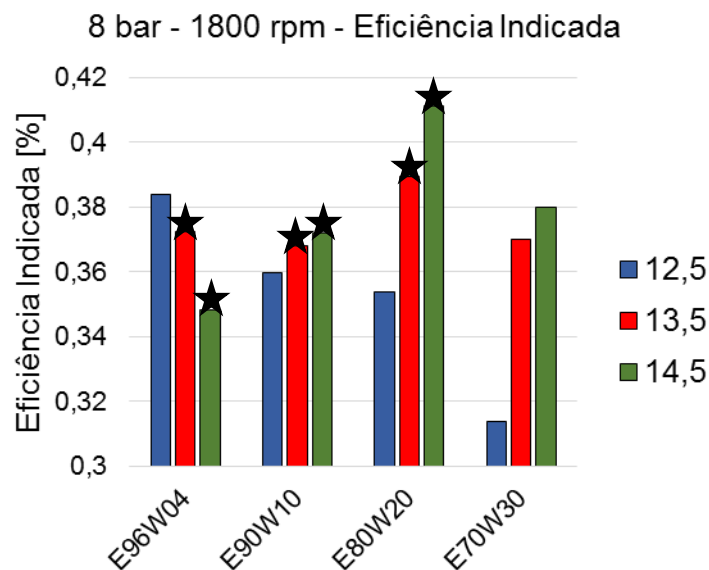


Figura 3 – Eficiência indicada em função de diferentes combustíveis e razões de compressão.★– Limitado por Knock

A hipótese das maiores durações de combustão devido ao aumento do percentual de água foi verificada através da aplicação da primeira lei da termodinâmica nos traços de pressão adquiridos experimentalmente. A Figura 4 apresenta os valores obtidos para as diferentes condições testadas. Nota-se que existe uma pequena dispersão nos valores obtidos. Além disso, não é verificada uma tendência direta tanto em relação ao percentual de água quanto à razão de compressão. Isto se deve pelo balanço existente entre os fenômenos termodinâmicos e os parâmetros de funcionamento do motor. As menores velocidades de chama são superadas pelo avanço do ponto de ignição para possibilitar a operação em MBT. Neste caso, a combustão ocorre próxima ao ponto morto superior, em menores volumes, resultando assim em maiores pressões e temperaturas, aumentando a taxa de queima e balanceando o efeito da água.

O efeito do avanço do ponto de ignição na posição do ponto onde se tem 50% da massa total de mistura queimada pode ser visualizado na Figura 5. Nota-se que, de forma geral, a posição do centro da combustão se aproxima do ponto morto superior conforme aumentado o percentual de água. Novamente, isto se dá pelo ponto de ignição mais avançado utilizado nas misturas com maior hidratação. Este foi necessário de forma a balancear as menores velocidades de queima e garantir a operação em MBT. Tal resultado corrobora com o comportamento encontrado para os valores de duração de combustão.

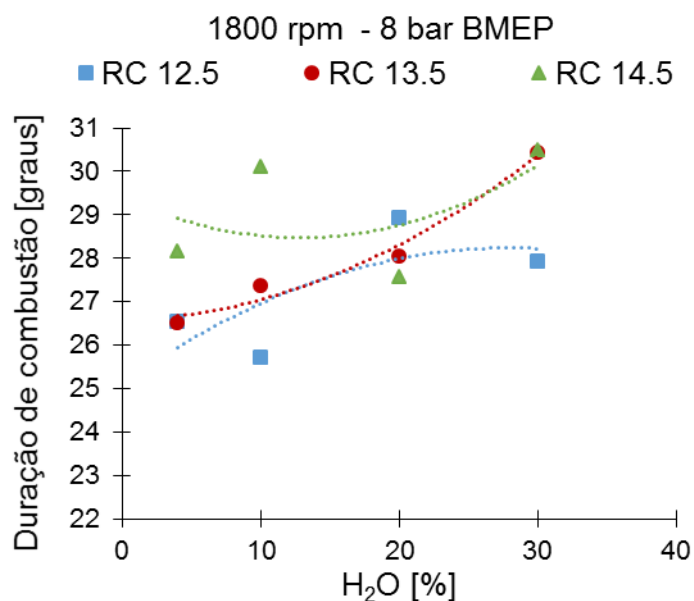


Figura 4 – Duração da combustão para diferentes razões de compressão e percentuais de água.

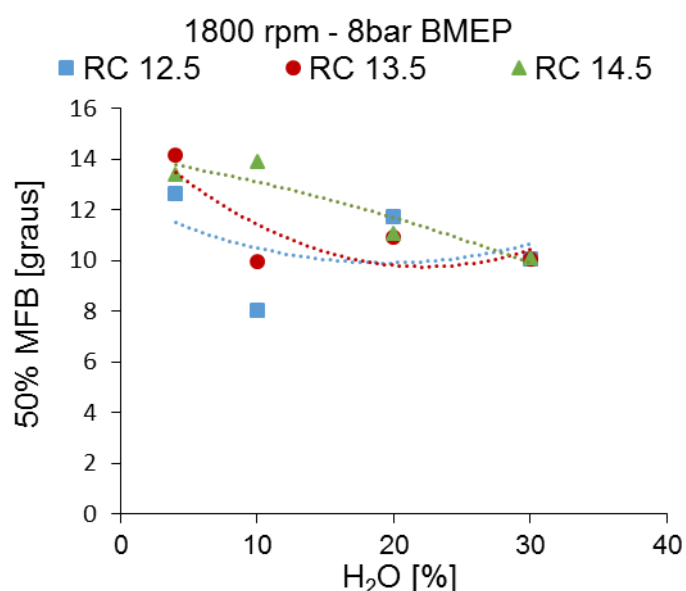


Figura 5 – Valores de 50% de fração de massa queimada

Ainda, realizou-se uma verificação da variabilidade ciclo-a-ciclo do motor. Para isso, utilizou-se como parâmetro a covariância da pressão média efetiva indicada (IMEP) que é dada através da divisão do desvio padrão de 200 ciclos pelo valor médio do IMEP destes ciclos (Figura 6). Nota-se que a partir da razão de compressão de 13,5 existe um comportamento crescente nos valores de COV_{IMEP} conforme aumentado o percentual de água. A principal hipótese tecida para tal comportamento é que a elevada concentração de água dificulta o início da combustão e ainda degrada o processo nestas misturas. Desta forma, tem-se variações nos traços de pressão e consequentemente, nos valores de IMEP.

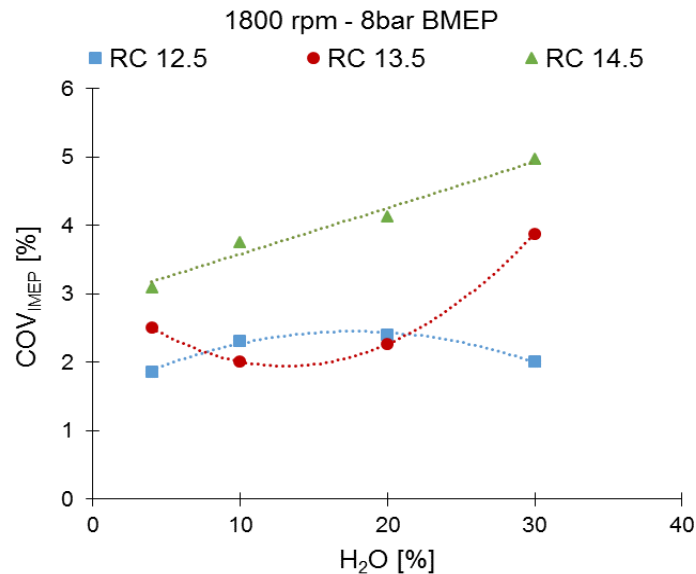


Figura 6 – Valores de covariância da pressão média efetiva indicada para as diferentes condições testadas.

As taxas de liberação de calor para o combustível E80W20 para razão de compressão 12.5:1, 13.5:1 e 14.5:1 são ilustradas na Figura 7. Conforme a razão de compressão aumenta, a taxa de liberação de calor também apresenta um acréscimo. Resultados semelhantes foram encontrados por Balki e Savin [24] utilizando outros tipos de combustíveis. Entretanto, o aumento nos valores de liberação de calor não se dá de forma proporcional. Isso pode ser explicado pelas maiores perdas de calor e *crevices*, que ocorrem com aumento da razão superfície-volume da câmara de combustão e a maior fração de volume *crevice* com o aumento da razão de compressão [25,26].

A Figura 8 mostra a taxa de liberação de calor para diferentes misturas de etanol e água testado em cada razão de compressão. Como pode ser visto, o ponto de ignição foi avançado para misturas com maiores percentuais de água para compensar o processo de combustão mais lento. Este resultado está de acordo ao encontrado por Ambrós [20]. A taxa de liberação de calor, para o combustível E70W20, pode explicar a mesma eficiência indicada apresentada para as duas últimas razões de compressão. O formato, o ponto de início e o pico permanece praticamente constante para todas condições com E70W30. Isso indica que diferentemente dos outros combustíveis, o processo de combustão é pouco afetado pelo aumento da razão de compressão. Ainda na **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, pode ser verificado a mudança na inclinação da curva da taxa de liberação de calor indicando uma aceleração do processo de combustão. Este fenômeno será investigado em futuros trabalhos.

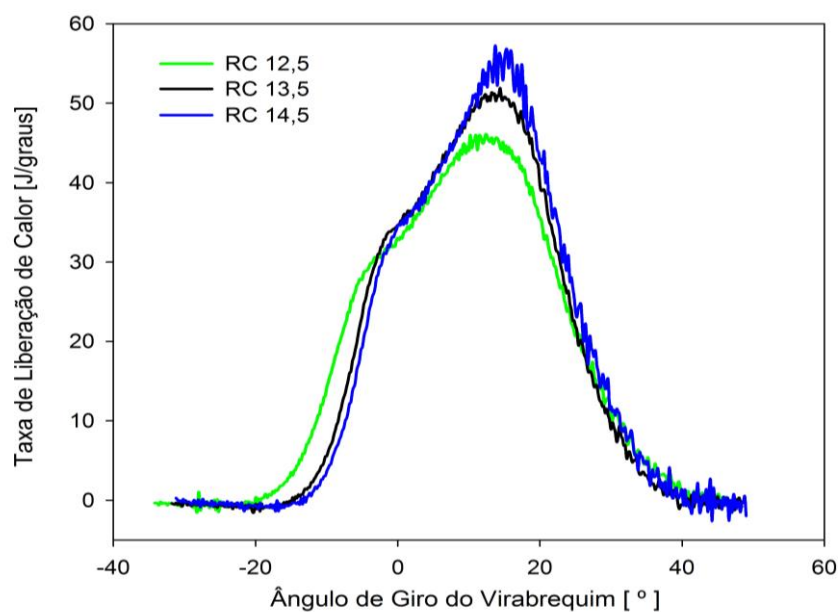


Figura 7 – Taxa de liberação de calor da mistura E80W20 em função da razão de compressão a 8 bar IMEP.

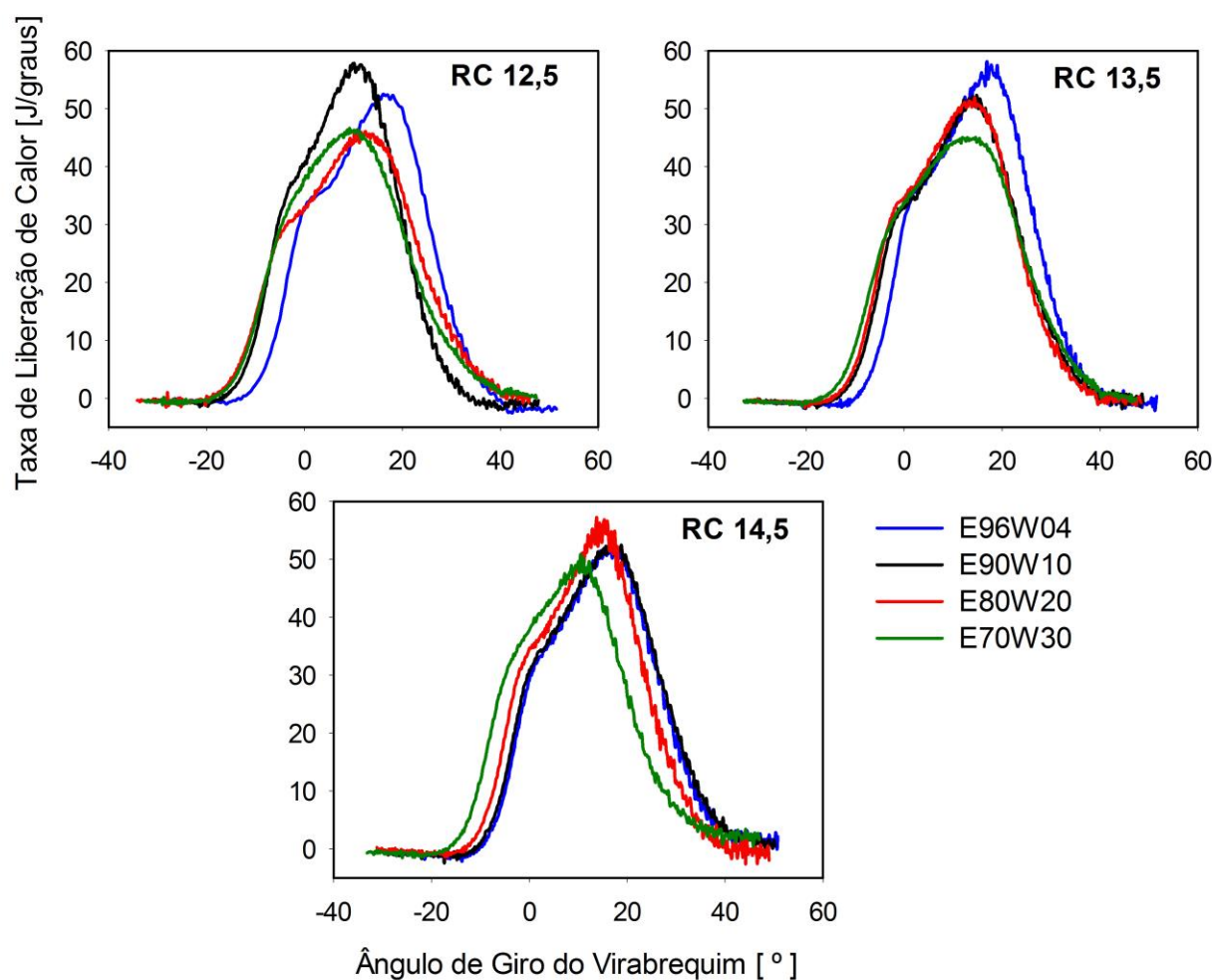


Figura 8 – Taxa de liberação de calor em função de diferentes misturas de etanol e água para as razão de compressão de 12.5:1, 13.5:1 e 14.5:1.

4. CONCLUSÕES

O presente estudo avaliou experimentalmente os parâmetros de desempenho de um motor monocilíndrico de combustão por centelha abastecido com diferentes misturas de etanol e água. Os testes foram realizados a 1800 rpm e 8 bar BMEP. Os resultados obtidos apresentaram sensíveis mudanças com o aumento de água, sendo possível concluir que:

- O aumento da razão de compressão desloca os pontos de máxima eficiência em direção as misturas com maior percentual de hidratação.
- Os valores de eficiência possuem uma tendência definida de aumento com o aumento da razão de compressão e aumento do percentual de água, sendo o valor máximo obtido igual a 41% para 14,5:1 para a mistura E80W20.
- O aumento da razão de compressão apresentou maiores taxas de liberação de calor.
- O ponto de 50% de massa queimada tende a se aproximar do ponto morto superior à medida que aumenta a fração de água na mistura, principalmente em altas cargas.

A mistura contendo percentual volumétrico de água de 20% demonstra um ganho de 7% nos valores de eficiência quando comparado ao combustível comercial. Assim, é possível afirmar que a utilização de misturas hidratadas associadas à elevadas razões de compressão podem aumentar ainda mais o ganho energético no ciclo de vida do etanol hidratado.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), a Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado do Rio Grande do Sul (FAPERGS) e a Secretaria do Desenvolvimento Econômico, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul (SDECT) pelo suporte ao projeto.

6. REFERÊNCIAS

1. UNITED NATIONS. **Adoption of the Paris Agreement. Framew Conv Clim Change**; 2015. p. 32.
2. WALTER, A., DOLZAN, P., QUILODRÁN, O., OLIVEIRA, J.G. DE, SILVA, C. DA, PIACENTE, F., AND SEGERSTEDT, A., “**Sustainability assessment of bio-ethanol production in Brazil considering land use change, {GHG} emissions and socio-economic aspects,**” *Energy Policy* 39(10):5703–5716, 2011, doi:<https://doi.org/10.1016/j.enpol.2010.07.043>.
3. LÓPEZ-PLAZA, E.L., HERNÁNDEZ, S., BARROSO-MUÑOZ, F.O., SEGOVIA-HERNÁNDEZ, J.G., ACEVES, S.M., MARTÍNEZ-FRÍAS, J., SAXENA, S., AND DIBBLE, R., “**Experimental and Theoretical Study of the Energy Savings from Wet Ethanol Production and Utilization,**” *Energy Technol.* 2(5):440–445, 2014, doi:10.1002/ente.201300180.
4. EL-FAROUG, M., YAN, F., LUO, M., AND FIIFI TURKSON, R., “**Spark Ignition Engine Combustion, Performance and Emission Products from**

- Hydrous Ethanol and Its Blends with Gasoline,”** *Energies* 9(12):984, 2016, doi:10.3390/en9120984.
5. LANZANOVA, T.D.M., DALLA NORA, M., AND ZHAO, H., **“Performance and economic analysis of a direct injection spark ignition engine fueled with wet ethanol,”** *Appl. Energy* 169:230–239, 2016, doi:10.1016/j.apenergy.2016.02.016.
 6. MARTINS, M., LANZANOVA, T., AND SARI, R., **“Low Cost Wet Ethanol for Spark-Ignited Engines: Further Investigations,”** *SAE Int. J. Fuels Lubr.* 8(2):2015-01–0954, 2015, doi:10.4271/2015-01-0954.
 7. SAXENA, S., VUILLEUMIER, D., KOZARAC, D., KRIECK, M., DIBBLE, R., AND ACEVES, S., **“Optimal operating conditions for wet ethanol in a HCCI engine using exhaust gas heat recovery,”** *Appl. Energy* 116:269–277, 2014, doi:10.1016/j.apenergy.2013.11.033.
 8. MUNSIN, R., LAOONUAL, Y., JUGJAI, S., AND IMAI, Y., **“An experimental study on performance and emissions of a small {SI} engine generator set fuelled by hydrous ethanol with high water contents up to 40%,”** *Fuel* 106:586–592, 2013, doi:http://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.12.079.
 9. CORDON, D., BEYERLEIN, S., CHERRY, M., AND STECIAK, J., **Homogeneous Charge Catalytic Ignition of Ethanol-Water/Air Mixtures in a Reciprocating Engine,** (48647):455–464, 2008.
 10. YI, FEI, **“Oxy-combustion of high water content fuels,”** 2013.
 11. VANE, L.M., **“Separation technologies for the recovery and dehydration of alcohols from fermentation broths,”** *Biofuels, Bioprod. Biorefining* 2(6):553–588, 2008, doi:10.1002/bbb.108.
 12. PERRY, R.H., GREEN, D., **“Perry’s Chemical Engineers’ Handbook (7th Edition),”** McGraw-Hill., 1997.
 13. JEULAND, N., MONTAGNE, X., AND GAUTROT, X., **“Potentiality of Ethanol As a Fuel for Dedicated Engine,”** *Oil Gas Sci. Technol. - Rev. IFP* 59(6):559–570, 2004, doi:10.2516/ogst:2004040.
 14. COSTA, R.C. AND SODRÉ, J.R., **“Hydrous ethanol vs. gasoline-ethanol blend: Engine performance and emissions,”** *Fuel* 89(2):287–293, 2010, doi:https://doi.org/10.1016/j.fuel.2009.06.017.
 15. CLEMENTE, R.C., WERNINGHAUS, E., COELHO, E.P.D., AND SIGAUD FERRAZ, L.A., **Development of an Internal Combustion Alcohol Fueled Engine,** 2001, doi:10.4271/2001-01-3917.
 16. YÜCESU, H.S., TOPGÜL, T., ÇINAR, C., AND OKUR, M., **“Effect of ethanol–gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in different compression ratios,”** *Appl. Therm. Eng.* 26(17–18):2272–2278, 2006, doi:https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.03.006.
 17. KOÇ, M., SEKMEN, Y., TOPGÜL, T., AND YÜCESU, H.S., **“The effects of ethanol–unleaded gasoline blends on engine performance and exhaust emissions in a spark-ignition engine,”** *Renew. Energy* 34(10):2101–2106, 2009, doi:https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.01.018.
 18. FLOWERS, D.L., ACEVES, S.M., AND FRIAS, J.M., **“Improving Ethanol Life Cycle Energy Efficiency by Direct Utilization of Wet Ethanol in HCCI Engines,”** *SAE Technical Paper*, SAE International, 2007, doi:10.4271/2007-01-1867.
 19. MARTINS, M.E.S., FISCHER, I., AND GUSBERTI, F., **“Diesel Exhaust Heat Recovery to Promote HCCI of Wet Ethanol on Dedicated Cylinders,”** *SAE*

- Tech. Pap.*, 2016, doi:10.4271/2016-36-0111.
20. AMBRÓS, W.M., LANZANOVA, T.D.M., FAGUNDEZ, J.L.S., SARI, R.L., PINHEIRO, D.K., MARTINS, M.E.S., AND SALAU, N.P.G., **“Experimental analysis and modeling of internal combustion engine operating with wet ethanol,”** *Fuel* 158(MAY):270–278, 2015, doi:10.1016/j.fuel.2015.05.009.
 21. FAGUNDEZ, J.L.S., SARI, R.L., MARTINS, M.E.S., AND SALAU, N.P.G., **“Comparative analysis of different heat transfer correlations in a two-zone combustion model applied on a SI engine fueled with wet ethanol,”** *Appl. Therm. Eng.* 115:22–32, 2017, doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.12.121.
 22. GUPTA, P., SAE-WANG, V., KANBUA, P., AND LAOONUAL, Y., **“Impact of Water Contents Blended with Ethanol on SI Engine Performance and Emissions,”** *J. Res. Appl. Mech. Eng.* 1(1):1–5, 2010.
 23. FAGUNDEZ, J.L.S., SARI, R.L., MAYER, F.D., MARTINS, M.E.S., AND SALAU, N.P.G., **“Determination of optimal wet ethanol composition as a fuel in spark ignition engine,”** *Appl. Therm. Eng.* 112:317–325, 2017, doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.10.099.
 24. KEMAL, M. AND SAYIN, C., **“The effect of compression ratio on the performance , emissions and combustion of an SI (spark ignition) engine fueled with pure ethanol , methanol and unleaded gasoline,”** *Energy* 71:194–201, 2014, doi:10.1016/j.energy.2014.04.074.
 25. SMITH, P. AND CHENG, W.K., **“Assessing the Loss Mechanisms Associated with Engine Downsizing, Boosting and Compression Ratio Change,”** 2013, doi:10.4271/2013-01-0929.
 26. LEONE, T.G., ANDERSON, J.E., DAVIS, R.S., IQBAL, A., REESE, R.A., SHELBY, M.H., AND STUDZINSKI, W.M., **“The Effect of Compression Ratio, Fuel Octane Rating, and Ethanol Content on Spark-Ignition Engine Efficiency,”** *Environ. Sci. Technol.* 49(18):10778–10789, 2015, doi:10.1021/acs.est.5b01420.