

6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os ensaios para determinação dos parâmetros de desempenho e de combustão foram executados conforme o procedimento apresentado no Capítulo 5.

6.1. INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

No Apêndice II, encontram-se as incertezas calculadas com base nas informações dos fabricantes para os principais instrumentos utilizados. Juntamente com os resultados dos parâmetros de desempenho, no Apêndice III estão os resultados de incertezas obtidos para os principais parâmetros estudados no presente trabalho. No Apêndice IV, constam as incertezas calculadas para os principais parâmetros de combustão estudados, nos pontos de pressão máxima na câmara de combustão em cada configuração de teste.

6.2. PARÂMETROS DE DESEMPENHO

Os resultados dos parâmetros de desempenho serão ilustrados por duas figuras: a primeira mostrando os valores médios encontrados para a variável em questão e a segunda contendo os percentuais de diferença estatisticamente significativa entre os resultados das configurações testadas em cada ponto de operação, conforme abaixo:

- EA Map_EH x EH (referência: EH), que compara resultados de etanol anidro e etanol hidratado em um motor com calibração otimizada para o etanol hidratado, isto é, simula o impacto do uso de etanol anidro em um motor preparado o etanol hidratado;
- EA Map_EH x EA (referência: EA), que compara resultados de etanol anidro em motor com calibração otimizada para o seu uso e com calibração otimizada para o uso do etanol hidratado, isto é, avalia o impacto da otimização no ângulo de avanço de ignição, posto que o λ ótimo foi o mesmo nos dois casos;
- EA x EH (referência: EH), que compara resultados de etanol anidro e etanol hidratado em motor otimizado para cada um desses combustíveis, ou seja, avalia

quanto o motor pode fornecer, de um dado parâmetro, nas condições ótimas para cada combustível.

Para identificar a influência das configurações de teste nos parâmetros de desempenho, utilizou-se a Análise de Variância (ANOVA) como ferramenta estatística, com auxílio do Software Statistica 8.0. Quando observada diferença significativa a um nível de confiança de 95% ($p\text{-valor} \leq 0,05$), as médias dos mesmos foram comparadas entre si pelo Método da Menor Diferença Significativa (LSD).

Os resultados completos dos ensaios e cálculos realizados para obtenção dos parâmetros de desempenho encontram-se no apêndice III.

6.2.1. POTÊNCIA

A Figura 6.1 apresenta os valores médios encontrados para a potência, em kW, para cada ponto de operação e configuração de teste.

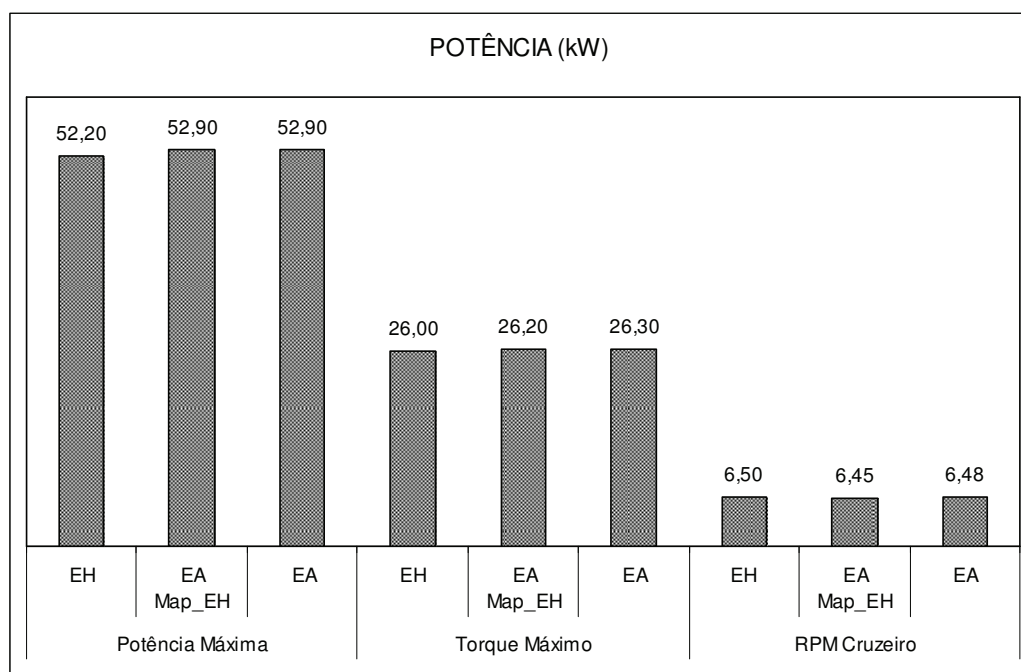


Figura 6.1 – Potência, em kW.

Os valores de potência foram menores para o ponto de torque máximo a plena carga ($\alpha=100\%$) devido à sua menor rotação de teste. No ponto de RPM de cruzeiro devido à rotação ainda menor e baixa carga, isto é, pequeno ângulo de

abertura da borboleta (8°), os valores encontrados para a potência foram bem reduzidos.

A Figura 6.2 mostra os percentuais de diferença estatisticamente significativas entre as configurações de teste, respeitando os critérios apresentados no Item 6.2. Percentuais positivos indicam resultados maiores de potência do etanol anidro em relação ao etanol hidratado, nos dois primeiros casos (EA x EH e EA Map_EH x EH) e do EA Map_EH em relação ao EA, no terceiro caso (EA Map_EA x EA).

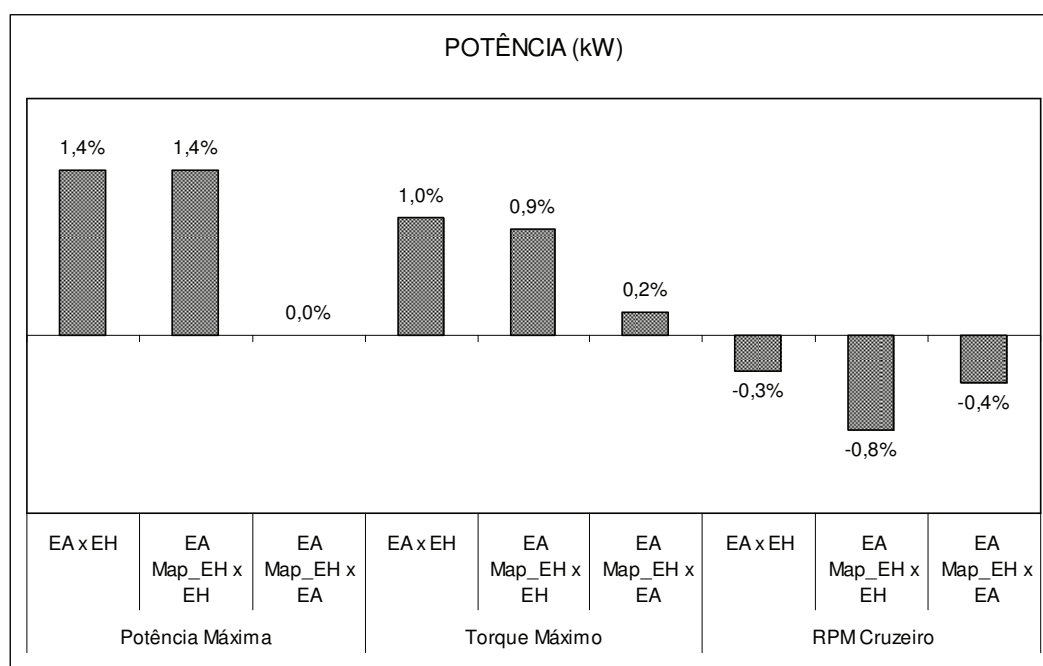


Figura 6.2 – Percentuais de diferenças estatisticamente significativas da potência entre as configurações de teste.

Nota-se que há uma tendência de potências ligeiramente maiores com a utilização do etanol anidro nos pontos de potência e torque máximos. Isso pode ser explicado por uma análise dos parâmetros de combustão obtidos, tais como menores atraso e duração da combustão. Isto será esclarecido de forma mais completa no Item 6.3. No ponto de RPM de cruzeiro, as vantagens do etanol hidratado frente ao etanol anidro devem ser consideradas apenas na comparação EA Map_EH x EH, pois para EA x EH as diferenças foram muito próximas da incerteza de medição calculada (ver apêndice III). O percentual de 0,8% de vantagem para o EH frente ao EA Map_EH pode ser explicado, pois nessa última configuração de teste o ângulo de avanço utilizado foi mais significativamente

alterado (4°) em relação ao ótimo do que em potência e torque máximos ($1,3^\circ$ e $0,7^\circ$, respectivamente), sobrepondo-se à influência da mudança de combustível e invertendo a tendência observada naqueles pontos. Na comparação entre as configurações cuja diferença básica foi o avanço de ignição, verifica-se resultados equivalentes. As diferenças observadas foram muito pequenas, sendo da ordem de grandeza das incertezas de medição calculadas (ver apêndice III).

6.2.2. TORQUE

A Figura 6.3 ilustra os valores médios encontrados para o torque, em Nm, para cada ponto de operação e configuração de teste.

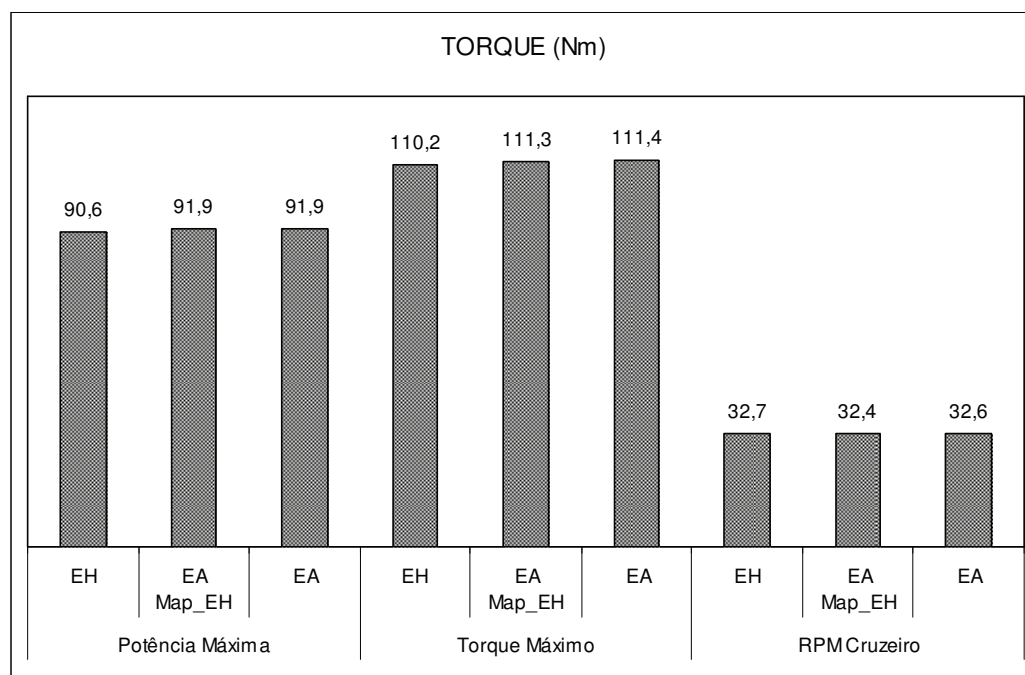


Figura 6.3 – Torque, em Nm.

Os valores de torque menores no ponto de potência máxima ocorreram devido à rotação muito alta (5500 rpm) deste ponto de operação. Para o ponto de RPM de cruzeiro, a baixa carga utilizada, fornecendo baixa potência, resultou em torques ainda menores.

A Figura 6.4 mostra os percentuais de diferença estatisticamente significativas entre as configurações de teste, respeitando os critérios apresentados no Item 6.2. Percentuais positivos indicam resultados maiores de torque do etanol anidro em

relação ao etanol hidratado, nos dois primeiros casos (EA x EH e EA Map_EH x EH) e do EA Map_EH em relação ao EA, no terceiro caso (EA Map_EA x EA).

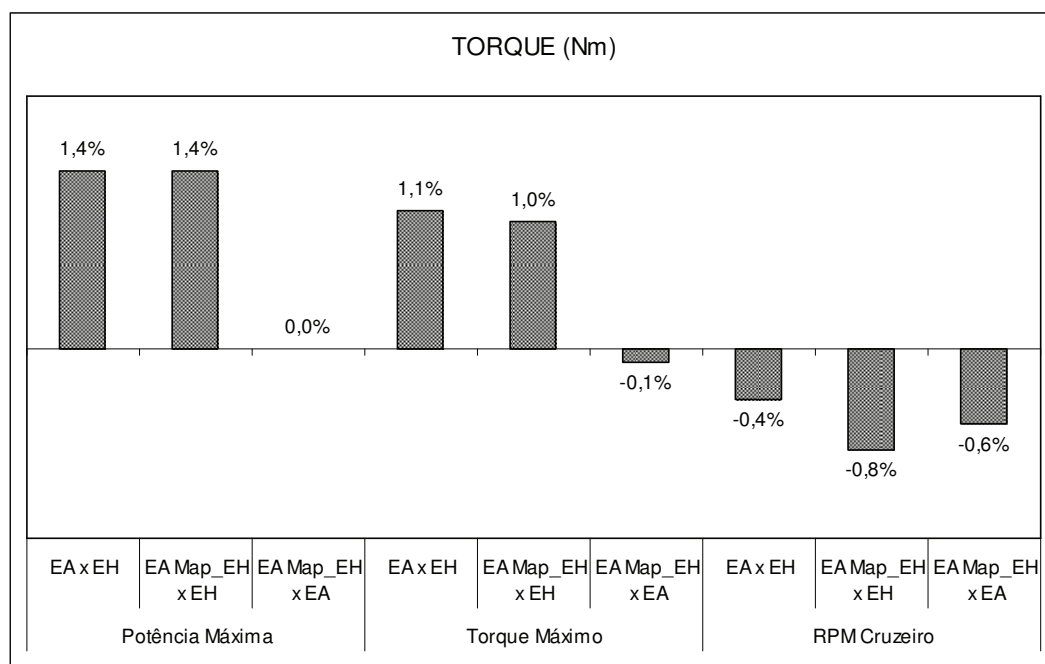


Figura 6.4 – Percentuais de diferenças estatisticamente significativas do torque entre as configurações de teste.

Foram observadas para o torque as mesmas tendências verificadas nos resultados de potência, o que também era esperado, dada a relação direta entre as duas variáveis (Equação 3.13).

6.2.3. CONSUMO MÁSSICO DE COMBUSTÍVEL

A Figura 6.5 apresenta os valores médios encontrados para o consumo mássico, em kg/h, para cada ponto de operação e configuração de teste.

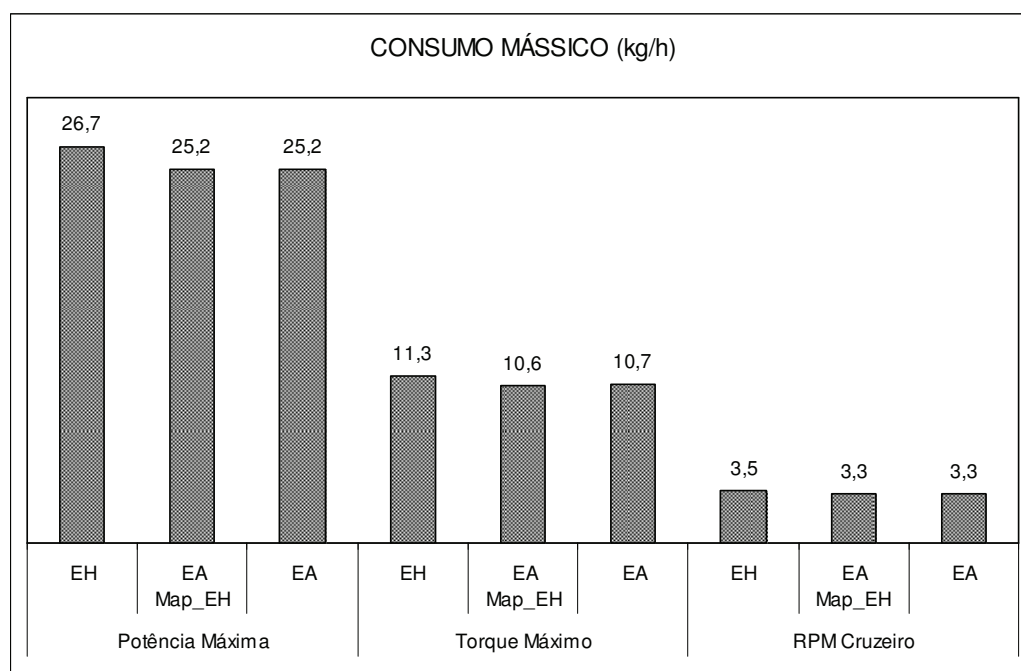


Figura 6.5 – Consumo mássico de combustível, em kg/h.

Observa-se que o consumo mássico foi maior para o ponto de potência máxima, passando por valores intermediários em torque máximo e valores menores no ponto de RPM de cruzeiro. Isso se explica pelo comportamento decrescente da rotação em cada um desses pontos de operação. Rotações mais altas resultam em maiores vazões de ar admitidas pelo motor e, consequentemente, em maiores consumos de combustível para a formação da mistura a contento.

A Figura 6.6 mostra os percentuais de diferença estatisticamente significativas entre as configurações de teste, respeitando os critérios apresentados no Item 6.2. Percentuais positivos indicam resultados menores de consumo mássico do etanol anidro em relação ao etanol hidratado, nos dois primeiros casos (EA x EH e EA Map_EH x EH) e do EA Map_EH em relação ao EA, no terceiro caso (EA Map_EA x EA).

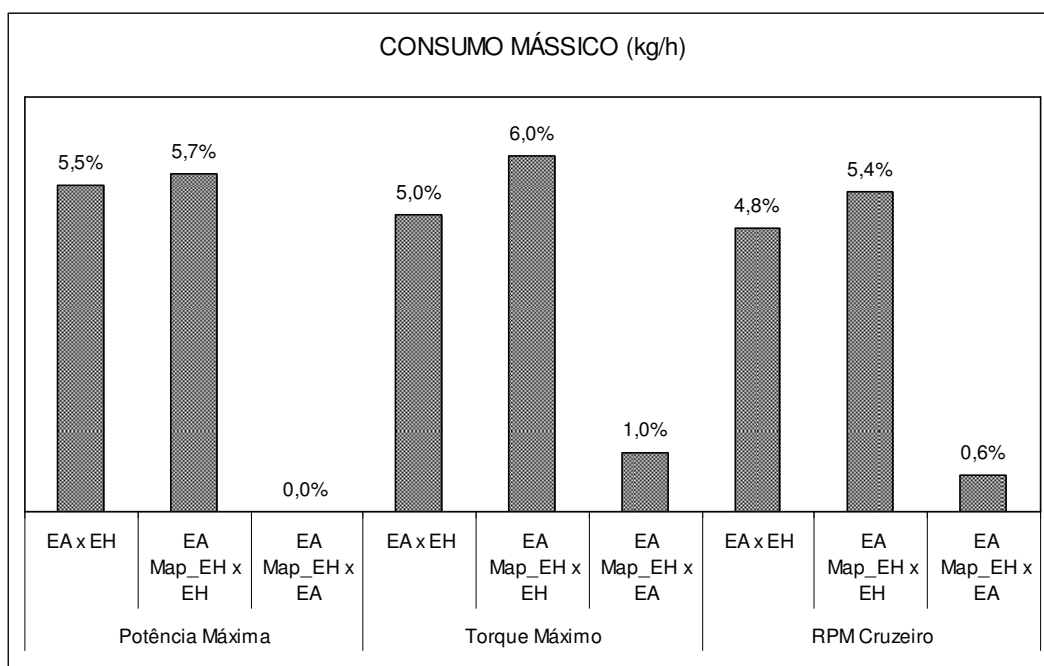


Figura 6.6 – Percentuais de diferenças estatisticamente significativas do consumo mássico entre as configurações de teste.

Pela Figura 6.6 pode-se observar uma tendência de menor consumo mássico para o etanol anidro em relação ao etanol hidratado, independentemente da configuração de teste. Para garantir o mesmo λ e consequentemente a mesma energia química disponibilizada ao motor em cada ponto de operação, foi necessário injetar uma quantidade maior de etanol hidratado, dado que o poder calorífico da água, presente em maior quantidade no etanol hidratado, é nulo. A Figura 6.6a ilustra os tempos de injeção, em ms, para o etanol anidro e o etanol hidratado no três pontos de operação, comprovando a afirmação mencionada anteriormente.

Os resultados comparativos de consumo mássico, quando a diferença básica entre as configurações de teste foi o ângulo de avanço da ignição (EA Map_EH x EA), foram muito próximos, podendo ser considerados equivalentes.

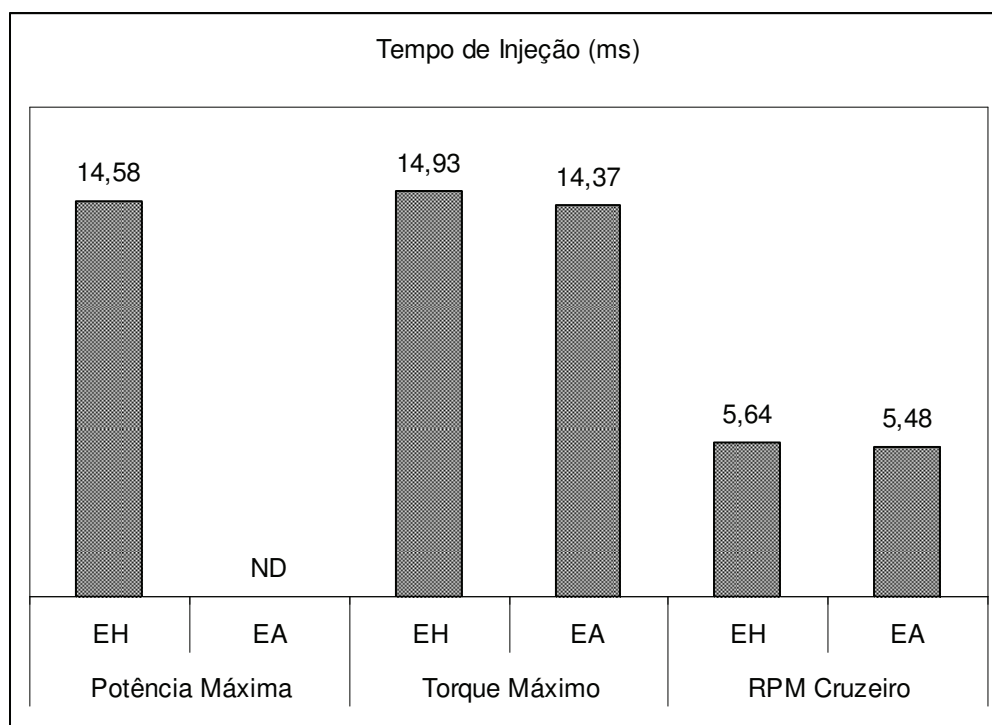


Figura 6.6a – Tempos de injeção, em ms, para o etanol anidro e hidratado para os três pontos de operação.

6.2.4. CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTÍVEL

A Figura 6.7 apresenta os valores médios encontrados para o consumo específico de combustível, em g/kWh, para cada ponto de operação e configuração de teste.

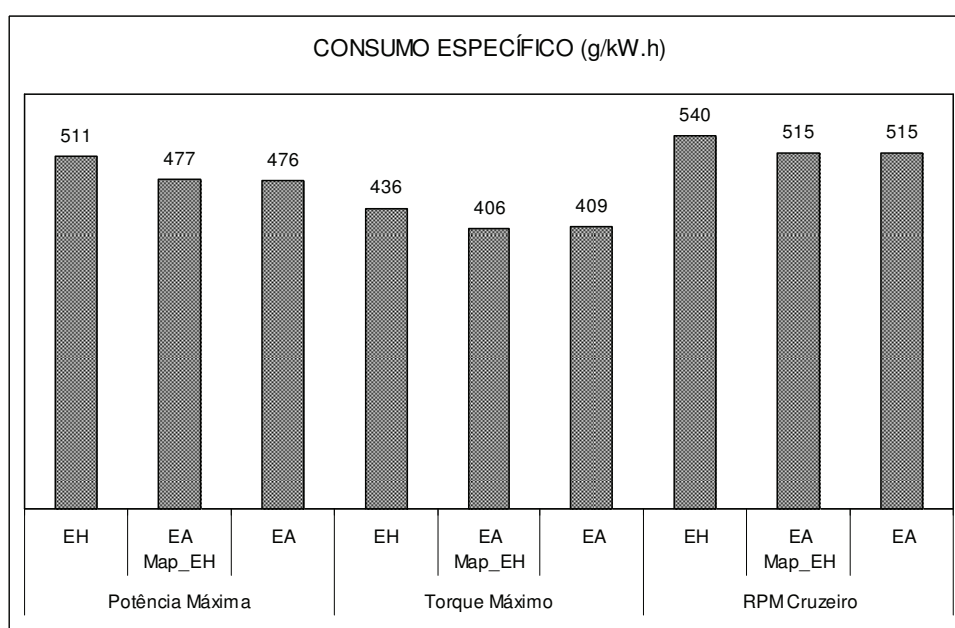


Figura 6.7 – Consumo específico de combustível, em g/kWh.

Foram verificados menores consumos específicos de combustível no ponto de torque máximo e valores mais altos para os pontos de potência máxima e RPM de cruzeiro. Isso se explica pelo fato de no ponto de torque máximo haver um consumo mássico de combustível menor em relação à potência entregue, comparativamente aos outros pontos de operação.

A Figura 6.8 mostra os percentuais de diferença estatisticamente significativas entre as configurações de teste, respeitando os critérios apresentados no Item 6.2. Percentuais positivos indicam resultados menores de consumo específico do etanol anidro em relação ao etanol hidratado, nos dois primeiros casos (EA x EH e EA Map_EH x EH) e do EA Map_EH em relação ao EA, no terceiro caso (EA Map_EA x EA).

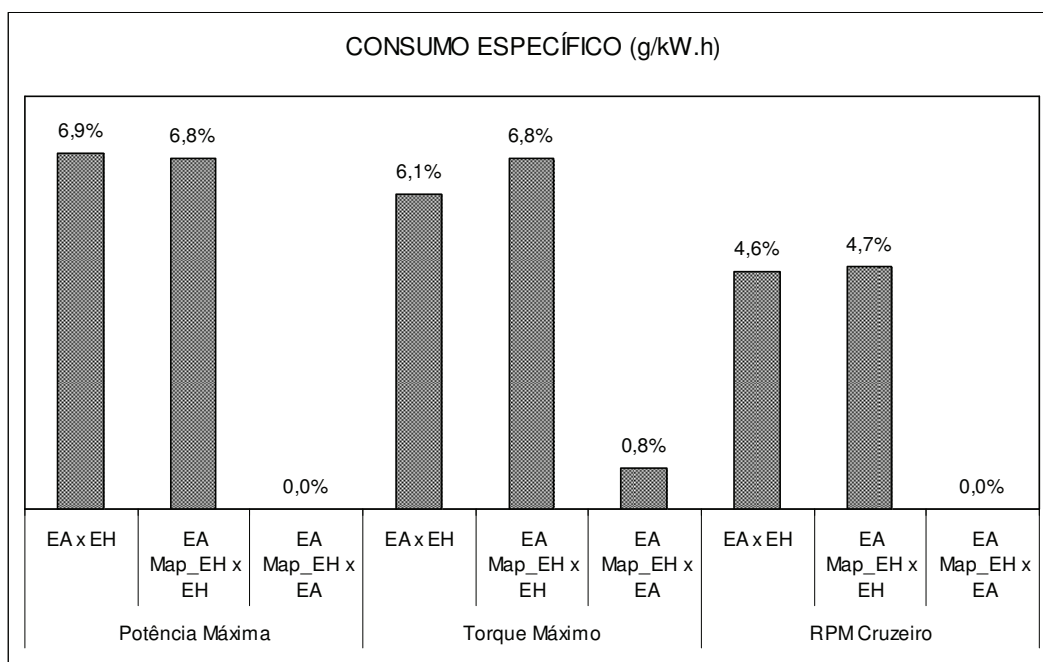


Figura 6.8 – Percentuais de diferenças estatisticamente significativas do consumo específico entre as configurações de teste.

De forma geral, as tendências observadas para o consumo específico de combustível foram as mesmas verificadas para o consumo mássico, com o etanol anidro apresentando vantagem sobre o etanol hidratado. Isso se explica pela relação direta entre o consumo mássico e o específico (Equação 3.16) e pelo apresentado no Item 6.2.3..

6.2.5. RENDIMENTO TÉRMICO

A Figura 6.9 apresenta os valores médios encontrados para o rendimento térmico em cada ponto de operação e configuração de teste.

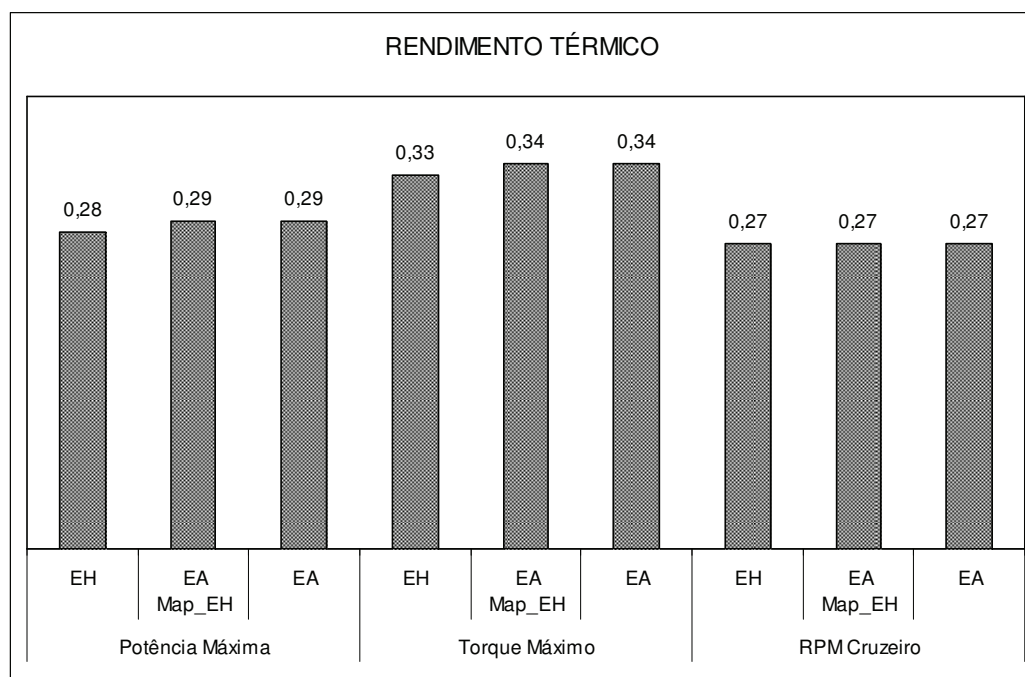


Figura 6.9 – Rendimento térmico do motor.

Os resultados de rendimento térmico mostram que o motor apresentou maiores aproveitamentos da energia química fornecida pelos combustíveis no caso do ponto de torque máximo, pois a potência fornecida nesse ponto se evidenciou mais próxima em relação àquela disponibilizada pelo combustível (consumo mássico de combustível x poder calorífico inferior), quando comparado aos pontos de potência máxima e de RPM de Cruzeiro.

A Figura 6.10 mostra os percentuais de diferença estatisticamente significativas entre as configurações de teste, respeitando os critérios apresentados no Item 6.2. Percentuais positivos indicam resultados maiores de rendimento térmico do etanol anidro em relação ao etanol hidratado, nos dois primeiros casos (EA x EH e EA Map_EH x EH) e do EA Map_EH em relação ao EA, no terceiro caso (EA Map_EA x EA).

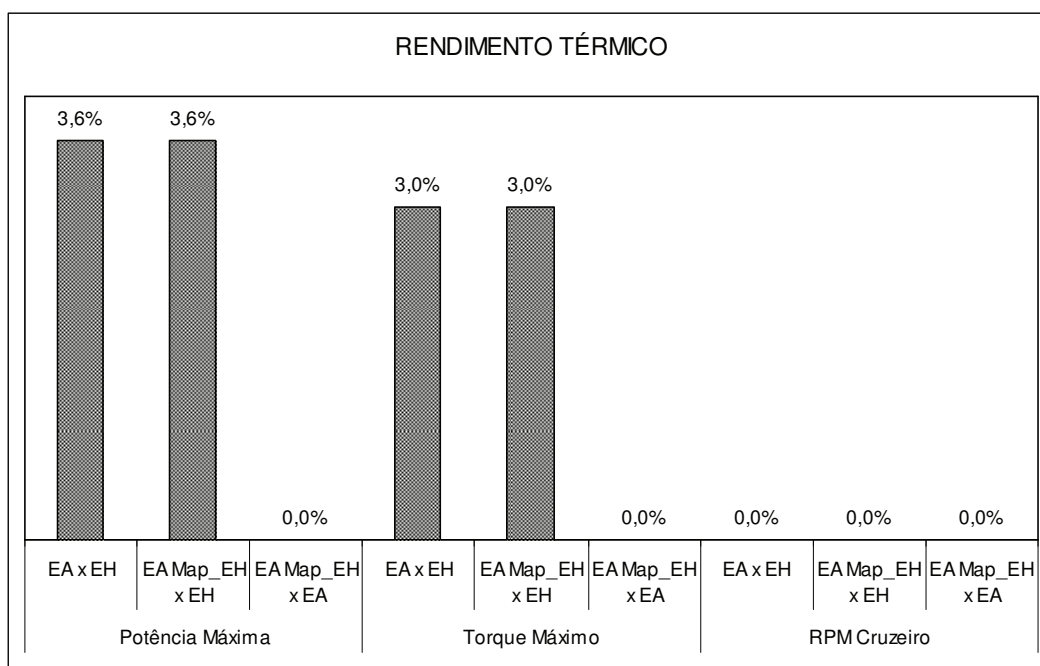


Figura 6.10 – Percentuais de diferenças estatisticamente significativas do rendimento térmico entre as configurações de teste.

Verifica-se tendência de maiores rendimentos térmicos para o etanol anidro frente ao etanol hidratado, independente da configuração de teste adotada. Como os valores de lambda foram os mesmos para todas as configurações de teste em cada ponto de operação, ou seja, como a energia química disponibilizada ao motor foi a mesma em cada caso, os melhores resultados obtidos para o etanol anidro são consequência dos seus maiores valores de potência já mencionados. Para o ponto de RPM de cruzeiro, devido aos resultados de potência muito próximos, não foram detectadas diferenças entre os rendimentos térmicos de cada configuração de teste.

6.2.6. RENDIMENTO VOLUMÉTRICO

A Figura 6.11 apresenta os valores médios encontrados para o rendimento volumétrico em cada ponto de operação e configuração de teste.

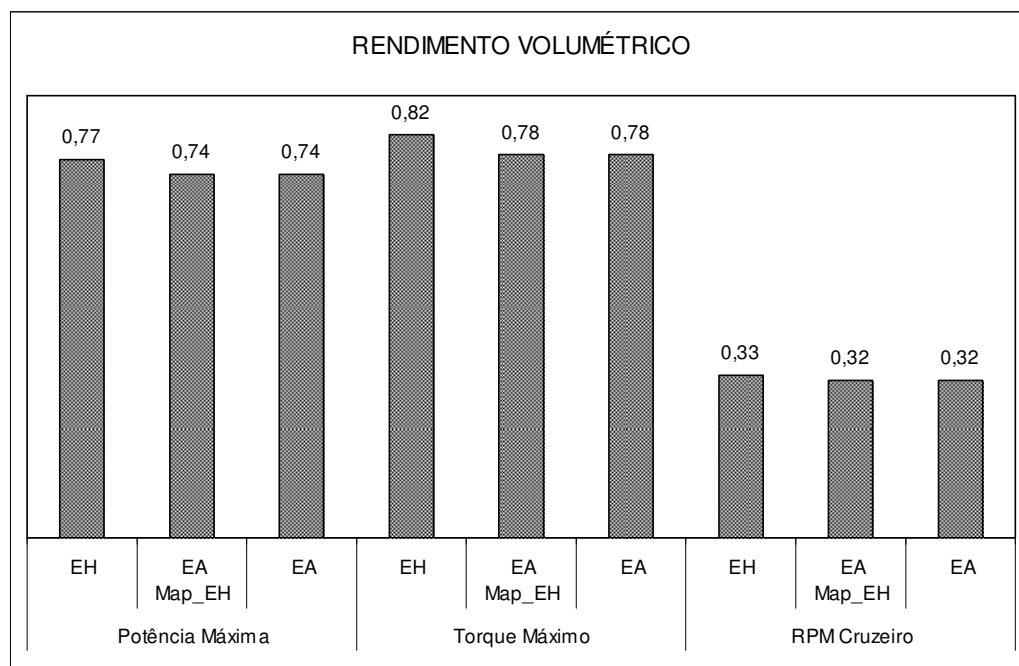


Figura 6.11 – Rendimento volumétrico do motor.

Assim como para o consumo específico de combustível e o rendimento térmico, o ponto de torque máximo também apresentou os melhores resultados de rendimento volumétrico, mostrando que nesse ponto o motor foi capaz de admitir mais ar em relação a sua capacidade teórica. Nesse caso, os valores mais elevados nos pontos de potência máxima e de torque máximo são justificados pelo fato do motor ter funcionado em plena carga, o que maximiza a sua capacidade de admitir ar. Os resultados foram ligeiramente superiores no ponto de torque máximo, pois a uma rotação mais baixa, 2250 rpm em comparação a 5500 rpm em potência máxima, há mais tempo para a admissão de ar pelo motor antes do fechamento da válvula de admissão, diminuindo os efeitos de inércia do escoamento pelas tubulações do sistema de admissão. Os resultados bem inferiores do ponto de RPM de cruzeiro se explicam pelo pequeno ângulo de abertura da borboleta (8°), representando uma restrição para o fluxo de ar admitido pelo motor.

A Figura 6.12 mostra os percentuais de diferença entre as configurações de teste, respeitando os critérios apresentados no Item 6.2. Percentuais negativos indicam resultados menores de rendimento volumétrico do etanol anidro em relação ao etanol hidratado, nos dois primeiros casos (EA x EH e EA Map_EH x EH) e do EA Map_EH em relação ao EA, no terceiro caso (EA Map_EA x EA).

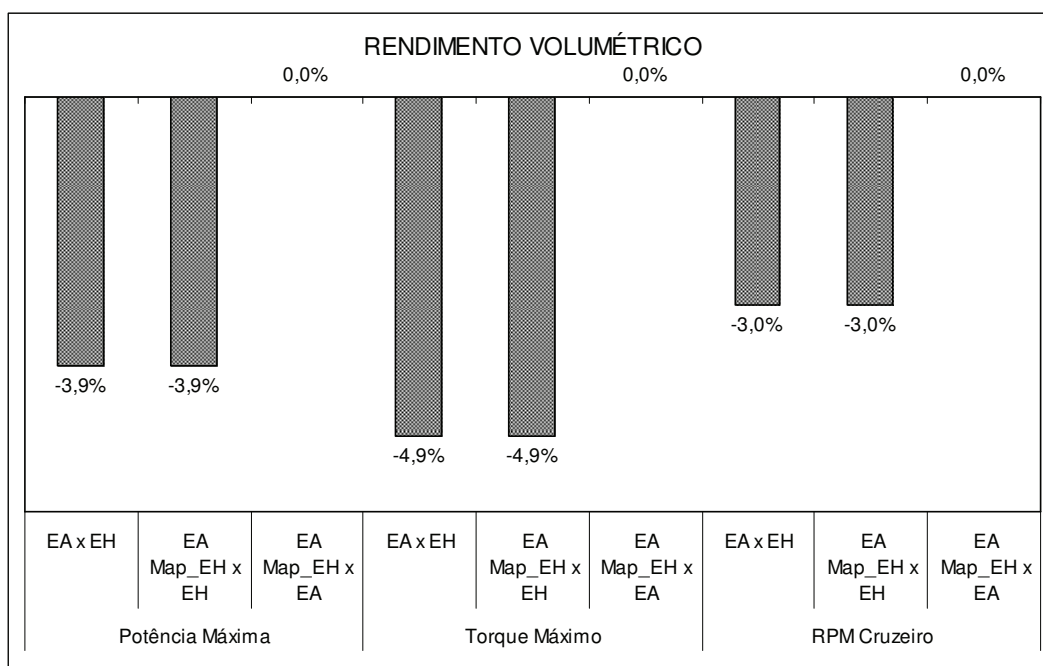


Figura 6.12 – Percentuais de diferença do rendimento volumétrico entre as configurações de teste.

Nota-se que o etanol anidro apresentou rendimentos volumétricos inferiores aos do etanol hidratado, independentemente da configuração adotada. Conforme esperado, não foi observada qualquer influência do avanço de ignição (EA Map_EH x EA), dado que esse parâmetro não está ligado ao processo de admissão de ar pelo motor. Os melhores resultados do etanol hidratado se explicam pela presença da água em maior quantidade em sua composição. A água, por possuir maior calor latente de vaporização do que o etanol (2258J/gK contra 839,3J/gK), isto é, por necessitar de maior energia para se vaporizar, absorve mais calor do seu entorno, acarretando maiores reduções de temperatura da mistura admitida (ver Item 6.3.2). Com uma temperatura mais baixa, a massa específica do ar aumenta, sendo possível admitir uma massa maior de ar para o cilindro.

6.2.7. PRESSÃO MÉDIA EFETIVA

A Figura 6.13 apresenta os valores médios encontrados para a pressão média efetiva, em kPa, para cada ponto de operação e configuração de teste.

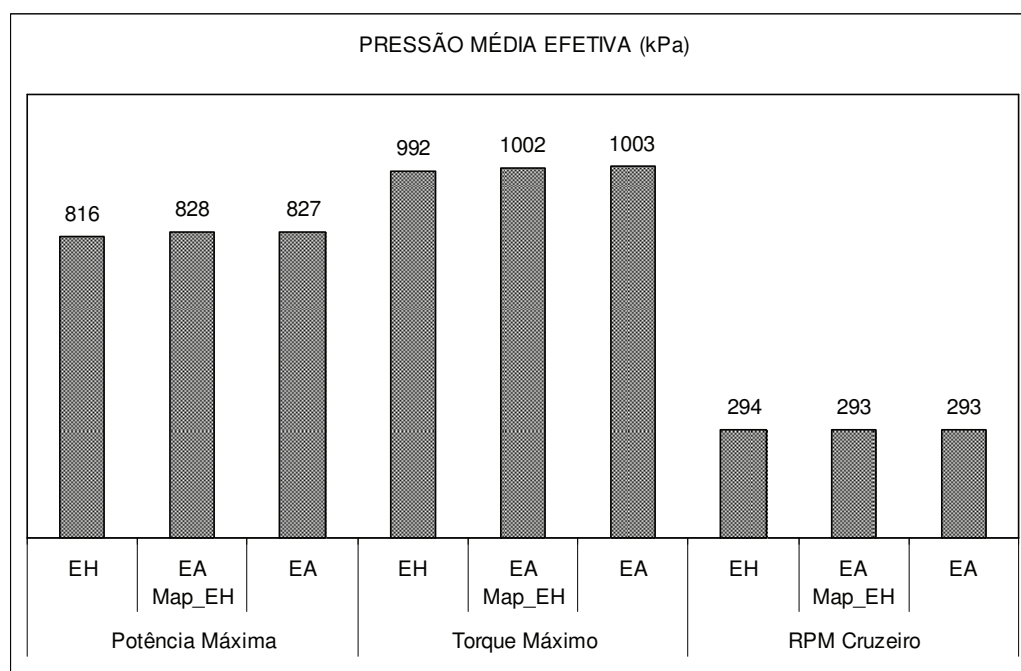


Figura 6.13 – Pressão média efetiva, em kPa.

Assim como o torque, a pressão média efetiva relaciona a potência entregue pelo motor e a sua rotação. Os resultados acima comprovam isso, apresentando a mesma tendência daqueles observados na Figura 6.3. Ou seja, no ponto de torque máximo, foi obtida a potência mais alta, relativamente à rotação de trabalho do motor. Da mesma forma, a pressão média efetiva teve seus resultados mais baixos em RPM de cruzeiro, devido à pequena potência medida no ponto, consequência da carga reduzida adotada.

A Figura 6.14 mostra os percentuais de diferença entre as configurações de teste, respeitando os critérios apresentados no Item 6.2. Percentuais positivos indicam resultados maiores de pressão média efetiva do etanol anidro em relação ao etanol hidratado, nos dois primeiros casos (EA x EH e EA Map_EH x EH) e do EA Map_EH em relação ao EA, no terceiro caso (EA Map_EA x EA).

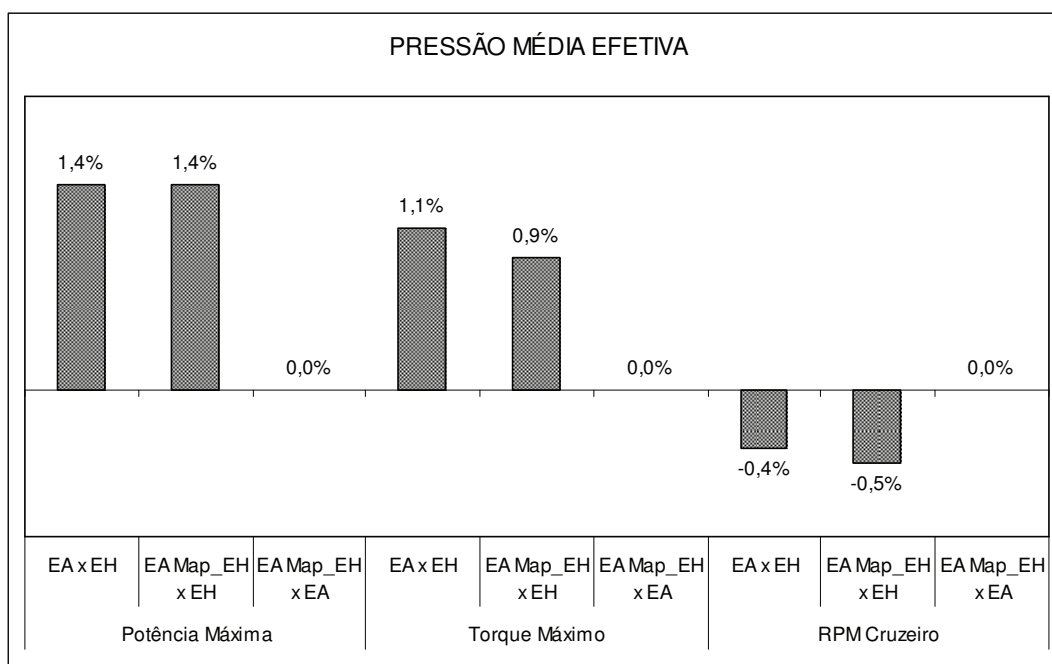


Figura 6.14 – Percentuais de diferença da pressão média efetiva entre as configurações de teste.

Os resultados de pressão média efetiva em cada ponto de operação seguiram as mesmas tendências dos resultados de potência, com o etanol anidro apresentando vantagem em relação ao etanol hidratado. Isso ocorre pela relação direta entre a potência e a pressão média efetiva, bem como por consequência das maiores pressões no cilindro durante os ciclos de compressão/expansão. Os resultados de pressão serão apresentados de forma mais completa no Item 6.3.

6.2.8. EMISSÕES DE POLUENTES

As emissões reportadas nesse Item encontram-se em concentração volumétrica, conforme medições realizadas pelo equipamento Horiba OBS 2200, apresentado no Capítulo 4.

6.2.8.1. HIDROCARBONETOS TOTAIS – THC

A Figura 6.15 apresenta os valores médios encontrados para o THC, em ppm, para cada ponto de operação e configuração de teste.

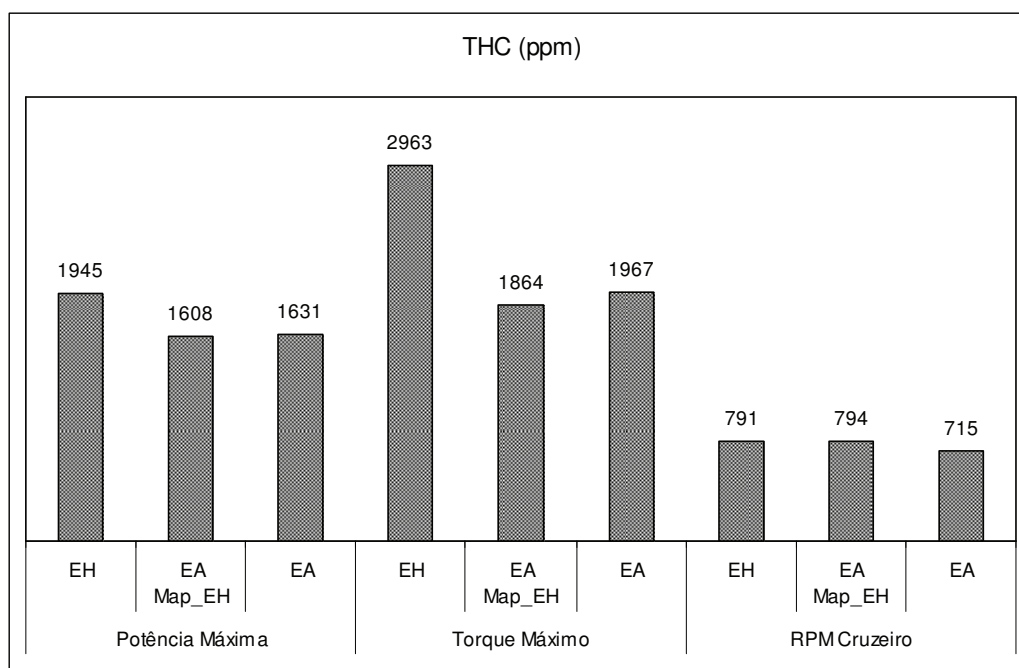


Figura 6.15 – Emissões de THC, em ppm.

De forma geral, observa-se que os níveis de emissões de THC foram menores no ponto de RPM de cruzeiro. Isso se deve à configuração da mistura ar-combustível nesse ponto, para a qual se utilizou valor de λ igual a um, isto é, mistura estequiométrica. Nos pontos de potência máxima e torque máximo foram utilizados valores de λ menores que um, ou seja, mistura rica, com excesso de combustível. Isso explica os valores mais altos medidos para o poluente em questão nesses pontos.

A Figura 6.16 mostra os percentuais de diferenças estatisticamente significativas entre as configurações de teste para as emissões de THC, respeitando os critérios apresentados no Item 6.2. Percentuais positivos indicam resultados menores de emissões de THC do etanol anidro em relação ao etanol hidratado, nos dois primeiros casos (EA x EH e EA Map_EH x EH) e do EA Map_EH em relação ao EA, no terceiro caso (EA Map_EA x EA).

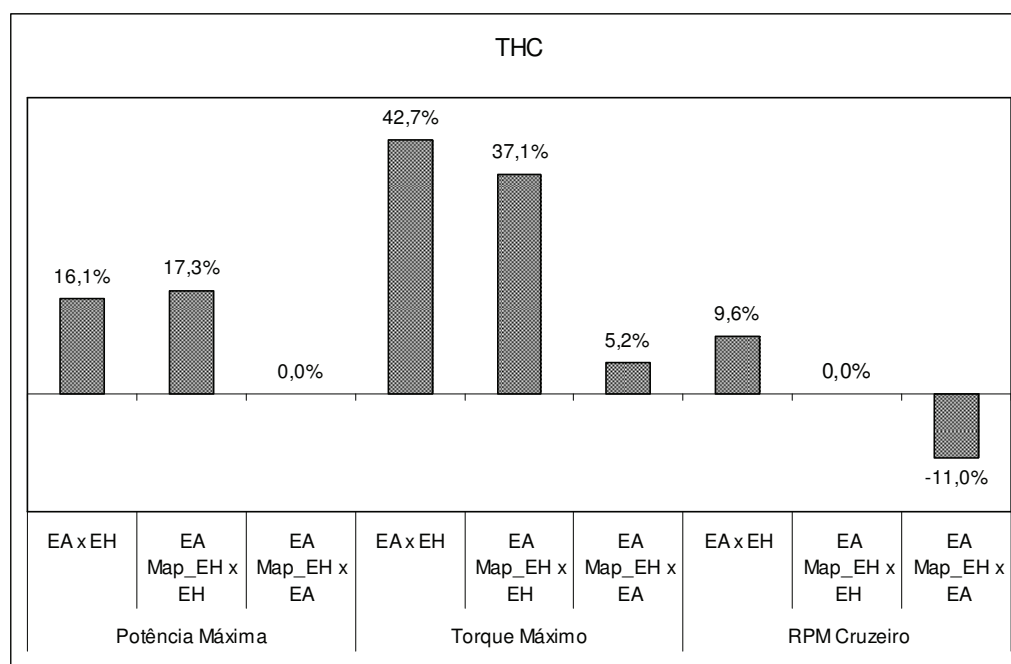


Figura 6.16 – Percentuais de diferenças estatisticamente significativas das emissões de THC entre as configurações de teste.

De maneira geral, observa-se uma tendência de melhora nas emissões de THC com o uso do etanol anidro em relação ao hidratado (EA x EH e EA Map_EH x EH), independentemente do ponto de operação. Isso ocorre como consequência da combustão mais completa e com menor duração do etanol anidro (ver Item 6.3.4). Quando a comparação foi feita entre as configurações cuja diferença era apenas o avanço de ignição (EA Map_EH x EA), houve tendências diversas. Nos pontos de potência e torque máximos, as diferenças do ângulo de avanço entre as configurações EA Map_EH (não otimizada) e EA (otimizada) foram pequenas (1,3° e 0,7°, respectivamente), não impactando negativamente as emissões de THC, pois os ângulos de liberação da centelha não se afastaram significativamente de suas condições para o máximo torque (HEYWOOD, 1988). Já no ponto de RPM de cruzeiro, onde a centelha foi liberada 4° antes para o EA Map_EH e, portanto, mais afastada do avanço de torque máximo, foram encontrados resultados mais elevados para as emissões desse poluente.

6.2.8.2. MONÓXIDO DE CARBONO – CO

A Figura 6.17 apresenta os valores médios encontrados para o CO, em %vol, para cada ponto de operação e configuração de teste.

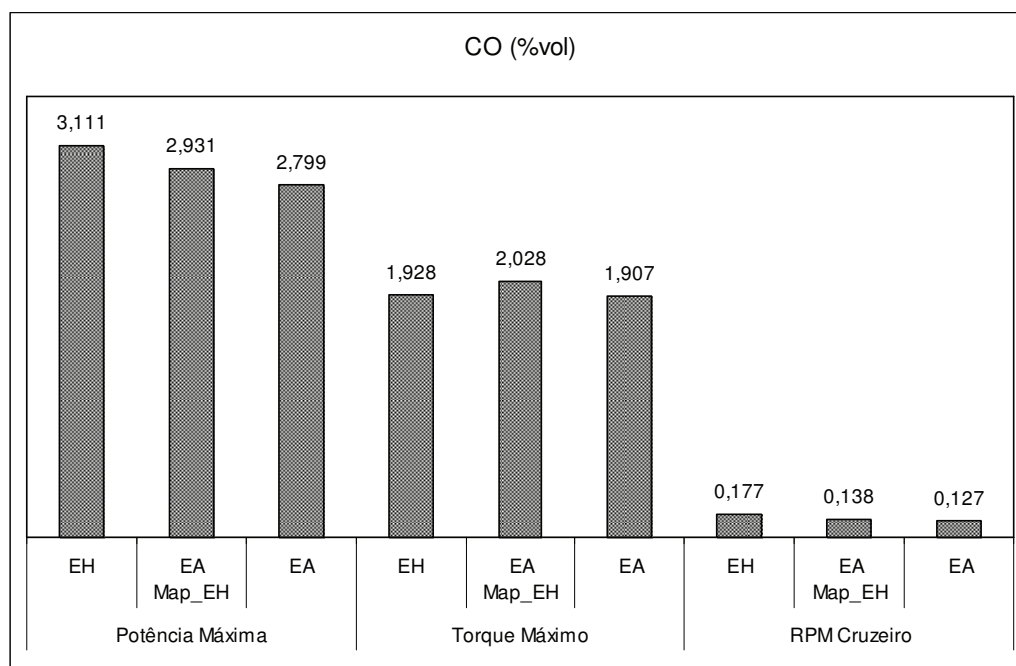


Figura 6.17 – Emissões de CO, em %vol.

Analogamente ao THC e em concordância com o descrito no Capítulo 3 (Figura 3.2), os valores de CO foram maiores para potência máxima e para torque máximo e bem menores para o ponto de RPM de cruzeiro. A explicação se baseia no fato das emissões de CO dependerem principalmente da configuração da mistura ar-combustível (HEYWOOD, 1988).

Para lambda igual a um, valor adotado no ponto de RPM de cruzeiro, as emissões de CO tenderam a ser menores do que para lambdas de mistura rica, como os utilizados em potência máxima e torque máximo (0,89 e 0,91, respectivamente). Porém, nesse caso, ao contrário do THC, nota-se a influência da diferença de lambda entre os pontos de potência máxima e de torque máximo nos níveis de CO, com as concentrações medidas para potência máxima sendo mais elevadas do que aquelas obtidas para o ponto de torque máximo.

A Figura 6.18 mostra os percentuais de diferenças estatisticamente significativas entre as configurações de teste para as emissões de CO, respeitando os critérios

apresentados no Item 6.2. Percentuais positivos indicam resultados menores de emissões de CO do etanol anidro em relação ao etanol hidratado, nos dois primeiros casos (EA x EH e EA Map_EH x EH) e do EA Map_EH em relação ao EA, no terceiro caso (EA Map_EA x EA).

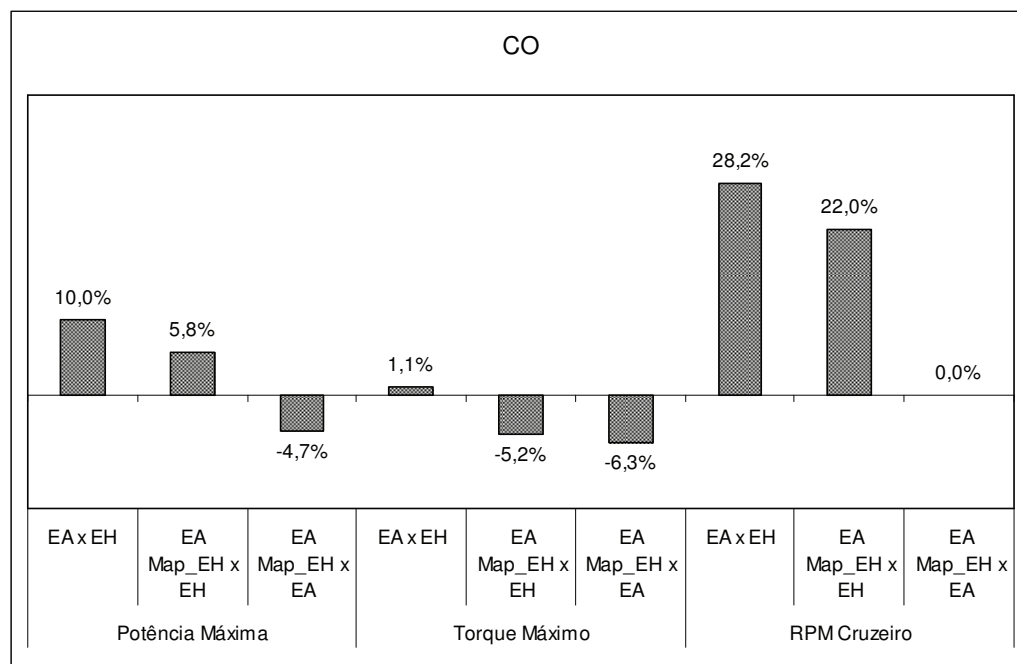


Figura 6.18 – Percentuais de diferenças estatisticamente significativas das emissões de CO entre as configurações de teste.

Nas situações de calibração otimizada (EA x EH) e naquelas onde o combustível foi a diferença básica (EA Map_EH x EH), o uso do etanol anidro resultou em menores emissões de CO. Isso se explica pela combustão mais completa do etanol anidro devido ao seu menor conteúdo de água que, conforme o Item 6.3.4, resulta em combustão mais completa e com menor duração. Dentre esses resultados, as emissões de CO foram menores quando foi utilizada a configuração de teste otimizada para o etanol anidro (EA), mostrando que a escolha do melhor avanço de ignição reduziu ainda mais as emissões de CO. Tanto que, quando a comparação foi feita entre as configurações cujo avanço de ignição era a diferença básica (EA Map_EH x EA), notou-se tendência de piora das emissões de CO. Apenas no ponto de torque máximo, a configuração EA Map_EH resultou em emissões maiores do que a configuração EH. Esse resultado é decorrente dos valores altos de THC obtidos com a configuração EH (ver Figura 6.15). Para

garantir o balanço entre reagentes e produtos da combustão e considerando que nas duas configurações de teste o CO₂ resultou em valores equivalentes, o aumento de THC na configuração EH foi compensado por uma redução nas emissões de CO.

6.2.8.3. ÓXIDOS DE NITROGÊNIO – NO_x

A Figura 6.19 apresenta os valores médios encontrados para o NO_x, em ppm, para cada ponto de operação e configuração de teste.

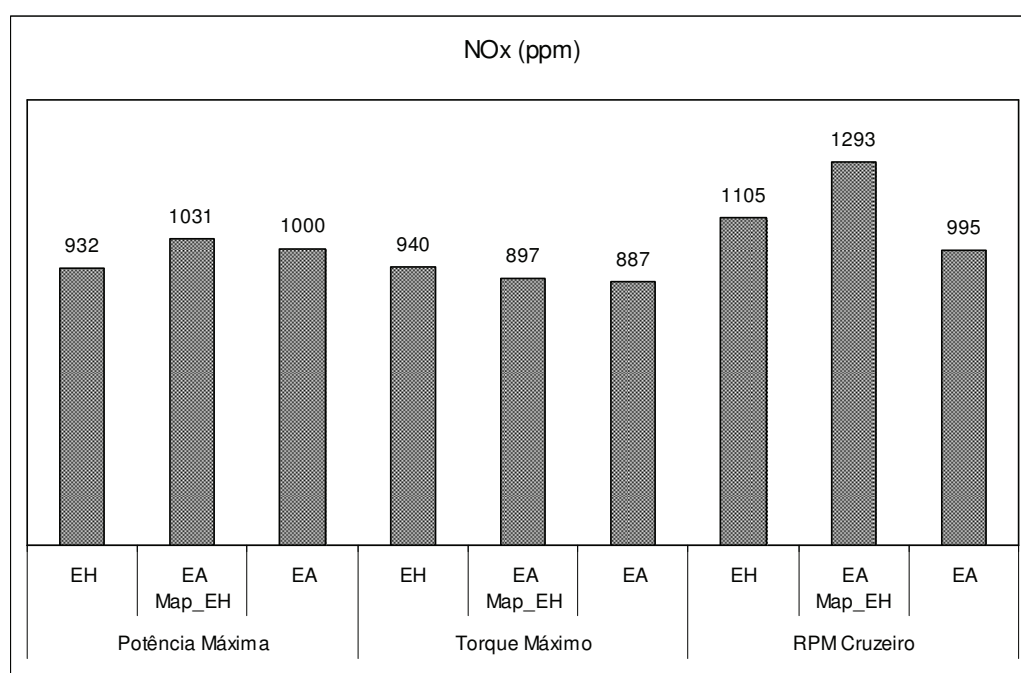


Figura 6.19 – Emissões de NO_x, em ppm.

Verifica-se que as emissões de NO_x não apresentaram relação direta com os pontos de operação e configurações de teste utilizados no presente trabalho. Isso se explica pelo fato da formação de NO_x estar diretamente relacionada com a temperatura de combustão (HEYWOOD, 1988), a qual pode variar com outros parâmetros do motor, tais como lambda, avanço de ignição e combustível utilizado.

A Figura 6.20 mostra os percentuais de diferença estatisticamente significativas entre as configurações de teste para as emissões de NO_x, respeitando os critérios apresentados no Item 6.2. Percentuais positivos indicam resultados menores das

emissões de NOx do etanol anidro em relação ao etanol hidratado, nos dois primeiros casos (EA x EH e EA Map_EH x EH) e do EA Map_EH em relação ao EA, no terceiro caso (EA Map_EA x EA).

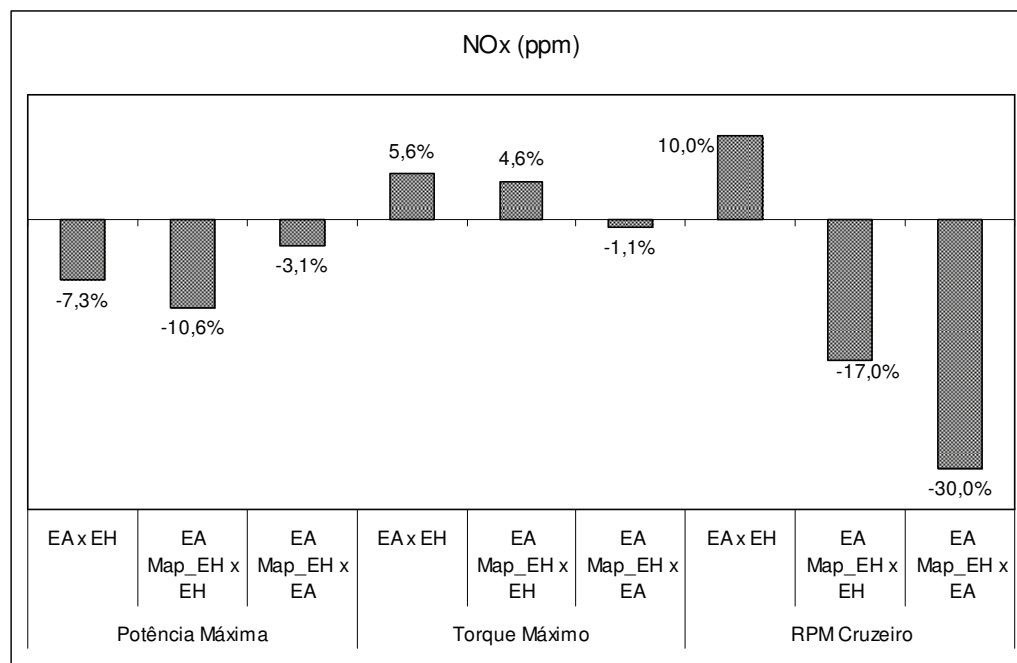


Figura 6.16 – Percentuais de diferenças estatisticamente significativas das emissões de NOx entre as configurações de teste.

Da mesma forma, não é possível concluir objetivamente sobre o comportamento das emissões de NOx a partir da Figura 6.16, comparando os resultados de etanol anidro e etanol hidratado. Quanto às comparações entre configurações de testes cuja diferença básica foi o avanço de ignição, nota-se que a antecipação da centelha tendeu a piorar as emissões de NOx. Tal antecipação faz com que maior parcela de calor seja liberada antes do PMS, redundando em maiores valores de pressão e temperatura e, logo, maior formação de NOx. Uma análise mais detalhada do comportamento das emissões de NOx será realizada no Item 6.4, onde serão apresentados os resultados de temperatura ao longo do processo de combustão.

6.2.8.4. DIÓXIDO DE CARBONO – CO₂

A Figura 6.21 apresenta os valores médios encontrados para o CO₂, em %vol., para cada ponto de operação e configuração de teste.

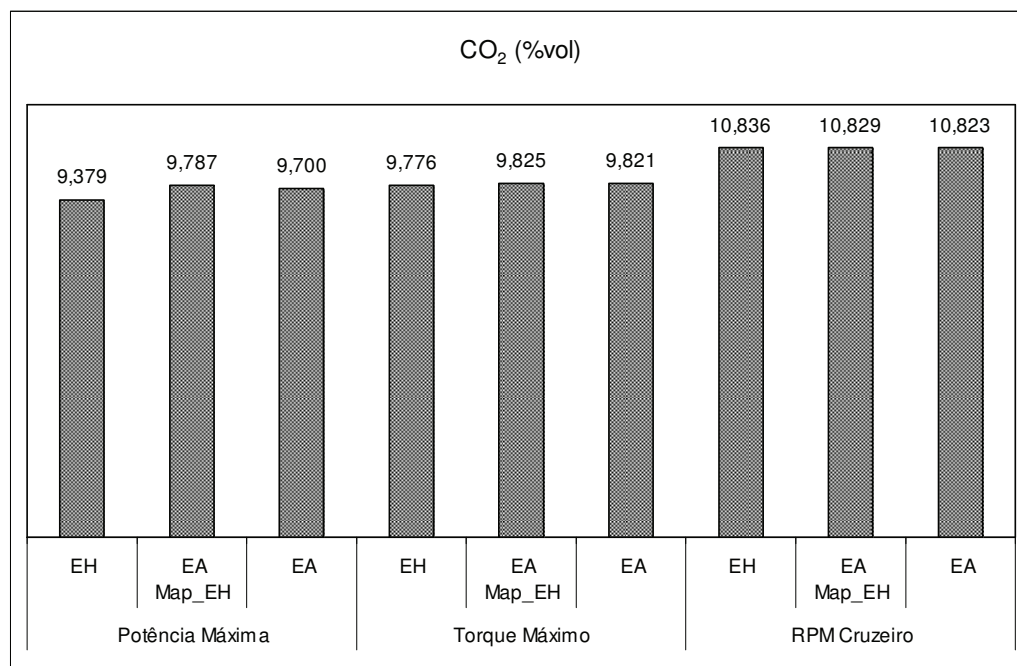


Figura 6.21 – Emissões de CO₂, em %vol.

De acordo com TURNS (1995), as emissões de CO₂, em %vol., atingem valores máximos para a mistura estequiométrica, onde a combustão é idealmente completa, decaindo conforme a mistura se torna mais rica ou mais pobre. Tal fato se verifica nos resultados acima, pois as emissões de CO₂ foram maiores no ponto de RPM de cruzeiro, onde foi adotado lambda igual a um, enquanto os valores encontrados para os pontos de potência máxima e de torque máximo apresentaram valores inferiores, posto que foram utilizados lambda menores que um nesses pontos.

A Figura 6.22 mostra os percentuais de diferença estatisticamente significativas entre as configurações de teste para as emissões de CO₂, respeitando os critérios apresentados no Item 6.2. Percentuais negativos indicam resultados maiores de emissões de CO₂ do etanol anidro em relação ao etanol hidratado, nos dois primeiros casos (EA x EH e EA Map_EH x EH) e do EA Map_EH em relação ao EA, no terceiro caso (EA Map_EA x EA).

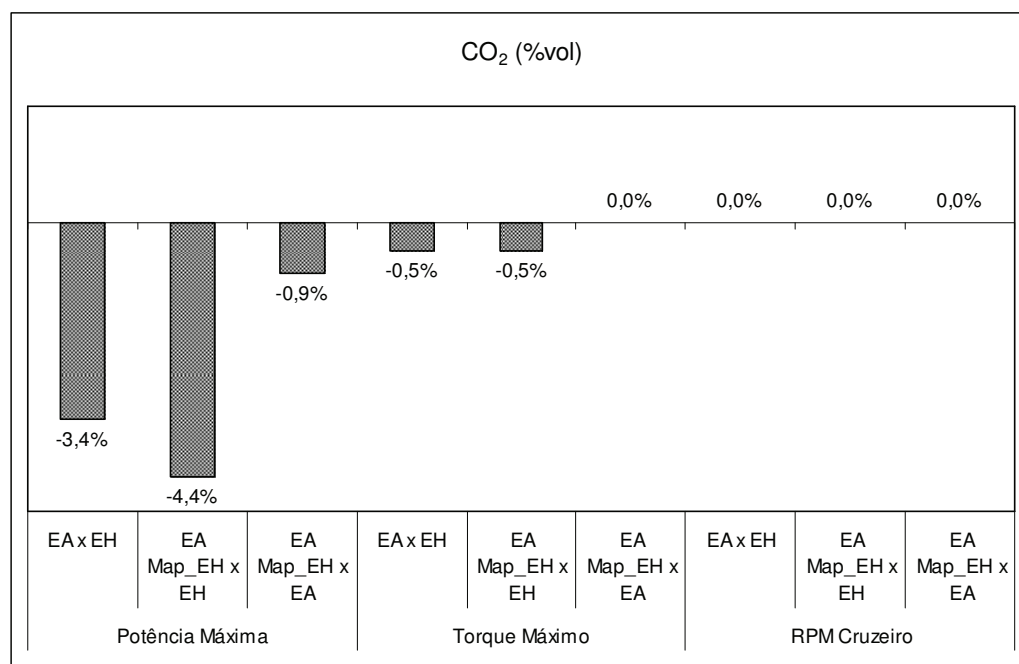


Figura 6.22 – Percentuais de diferenças estatisticamente significativas das emissões de CO₂ entre as configurações de teste.

As emissões de CO₂ tiveram resultados próximos em todas as configurações de teste. As diferenças percentuais menores do que 1% situam-se dentro da incerteza do analisador utilizado para a medição do gás. No entanto, no ponto de potência máxima, as comparações entre etanol anidro e hidratado apresentaram diferenças significativas, com o etanol hidratado apresentando emissões cerca de 4% menores. Isso pode ser explicado, pela maior presença de água no etanol hidratado, bem como pelas maiores emissões de água (ver Figura 6.22b) e pelos maiores níveis de CO medidos para esse ponto de operação (ver Figuras 6.17 e 6.18).

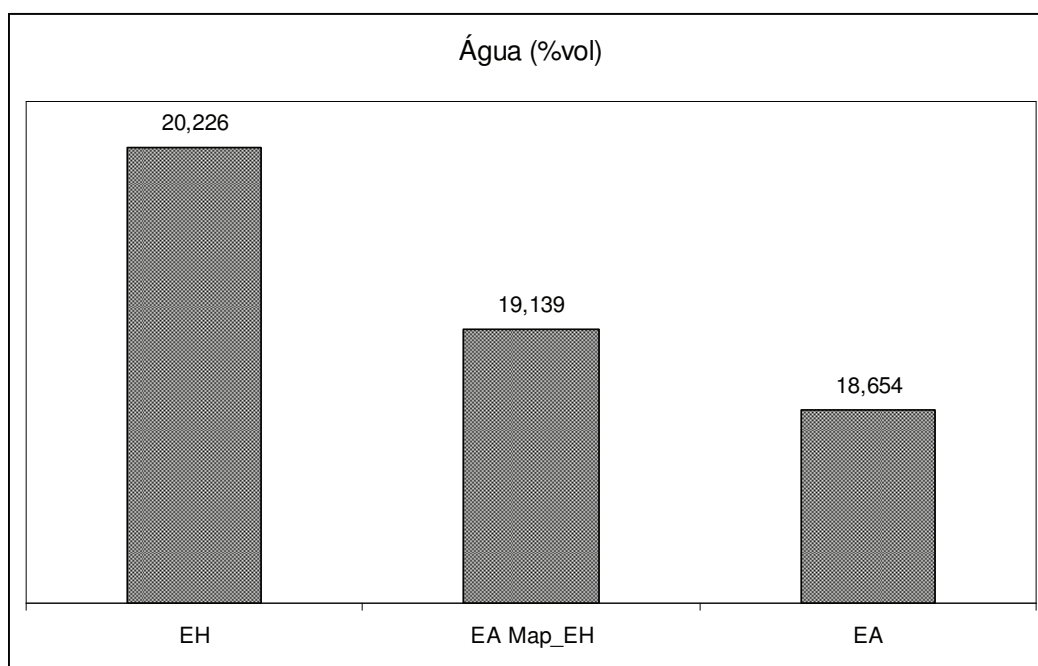


Figura 6.22b – Médias das emissões de água (%vol.) para o ponto de potência máxima.

6.3. PARÂMETROS DE COMBUSTÃO

Os resultados de cada parâmetro de combustão serão apresentados em curvas obtidas para cada um dos três pontos de operação. Os critérios comparativos das curvas são os mesmos adotados no Item 6.2. Com o objetivo de proporcionar melhor visualização dos resultados, os gráficos serão apresentados em intervalos do ângulo do eixo de manivelas que destaquem a região de ocorrência da combustão.

6.3.1. PRESSÃO NO CILINDRO

Os resultados de pressão no cilindro foram obtidos com base no critério estabelecido no Capítulo 5, buscando a curva real de maior semelhança com a média das curvas selecionadas. As médias das pressões máximas obtidas a partir das 24 curvas reais selecionadas representaram o universo de 2400 curvas medidas, pois diferiram em no máximo 2,3% em relação à média calculada para estas.

A Figura 6.23 apresenta curvas de pressão relativas ao etanol hidratado nos três pontos operacionais estudados no presente de trabalho. Os resultados para as demais configurações de testes apresentaram as mesmas tendências.

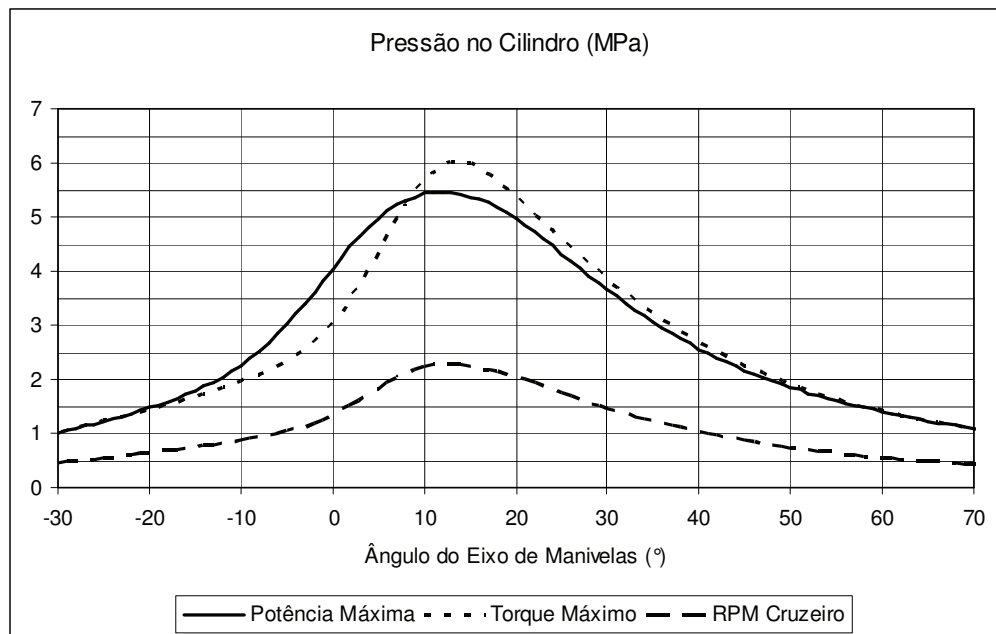


Figura 6.23 – Curvas de pressão no cilindro em função do ângulo do eixo de manivelas para o etanol hidratado nos três pontos operacionais.

Verifica-se que as curvas de pressão dos pontos de potência máxima e de torque máximo apresentaram valores bem superiores comparados ao ponto de RPM de cruzeiro. Isso ocorre, pois este último foi operado com baixa carga (8° de abertura da borboleta) e λ igual a um, resultando em uma menor massa de mistura e, consequentemente, menos energia no cilindro em relação aos demais pontos.

Comparando-se as condições de torque máximo e de potência máxima, observa-se que de -20° até próximo de 10° do ângulo do eixo de manivelas, as pressões em potência máxima foram maiores. No entanto, a partir daí até 70° as pressões no ponto de torque máximo foram maiores. Essas diferenças podem ser explicadas, principalmente, pelas configurações de avanço de ignição adotadas para o etanol hidratado em potência máxima, cuja centelha foi liberada 11° antes em relação ao ponto de torque máximo, resultando em um aumento antecipado da pressão no cilindro. Esse fato torna difícil a comparação direta entre as curvas. No entanto os maiores resultados de pressão média efetiva, reportados no Item 6.2.7, para o ponto de torque máximo indicam que a área sob a curva de pressão relativa a este

ponto é maior do que aquela sob a curva de pressão em potência máxima. Isto é, no geral, maiores níveis de pressão foram encontrados para o ponto de torque máximo ao longo dos ciclos de compressão e expansão.

6.3.1.1. POTÊNCIA MÁXIMA

A Figura 6.24 apresenta as curvas de pressão com otimização para o etanol hidratado, utilizando este combustível e o etanol hidratado para o ponto de operação de potência máxima.

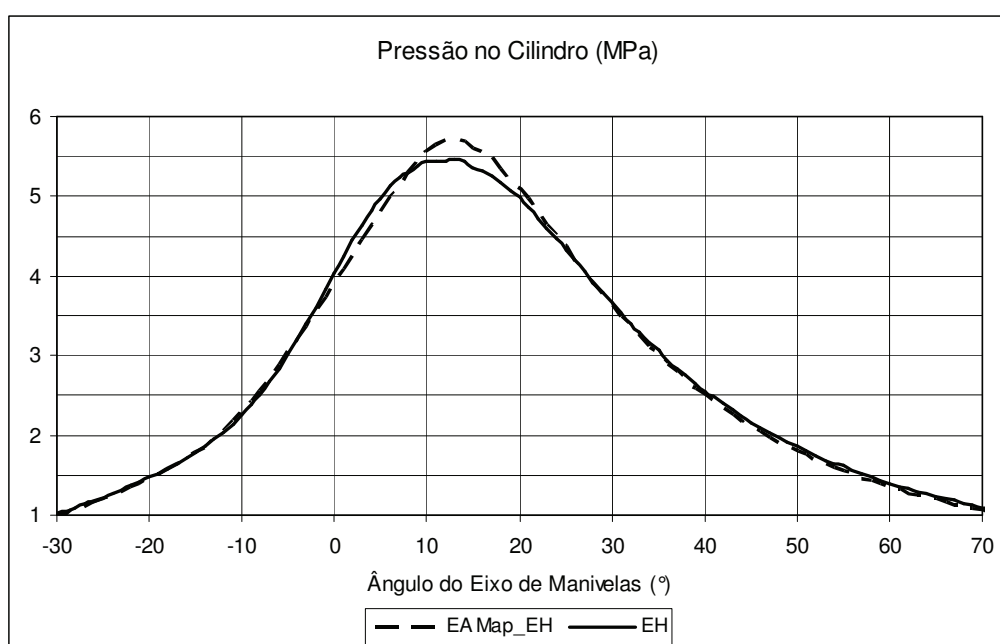


Figura 6.24 – Curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas no ponto de potência máxima com otimização para o etanol hidratado, utilizando este combustível e o etanol anidro.

Nota-se um comportamento muito semelhante entre as duas curvas apresentadas na Figura 6.24, a menos da região das maiores pressões, entre -5° e 25° . Como o motor funcionou com as mesmas configurações de avanço de ignição e lambda (33° APMS e 0,89) em ambos os casos, as diferenças nas curvas de pressão podem ser atribuídas basicamente ao combustível.

Dessa forma, as maiores pressões obtidas com a utilização do etanol anidro se explicam devido ao menor conteúdo de água desse combustível em relação ao etanol hidratado. A água, por possuir maior calor específico do que os demais produtos de combustão (ver Figuras 6.24a e 6.24b), requer maior quantidade de

calor para aumentar a sua temperatura, absorvendo mais energia do seu entorno, o que leva a uma redução da pressão máxima obtida no processo. Soma-se a isso, o efeito do maior calor específico latente de vaporização da água frente ao do etanol (2258J/gK contra 839,3J/gK), que faz com que a mistura ar-etanol hidratado tenha maior redução de temperatura antes da combustão, levando também a menores pressões nesse período.

Os maiores picos de pressão do EA Map_EH redundaram em maior trabalho útil ao motor, tanto que os resultados de pressão média efetiva foram superiores aos do EH, conforme Item 6.2.7.

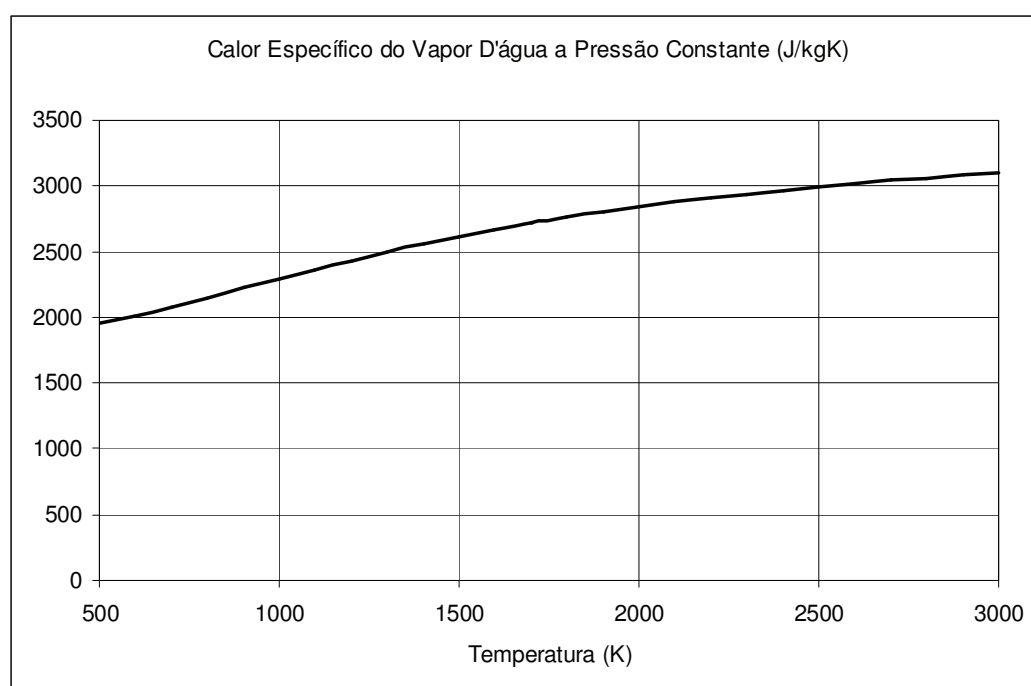


Figura 6.24a – Calor específico a pressão constante do vapor d'água em função da temperatura.

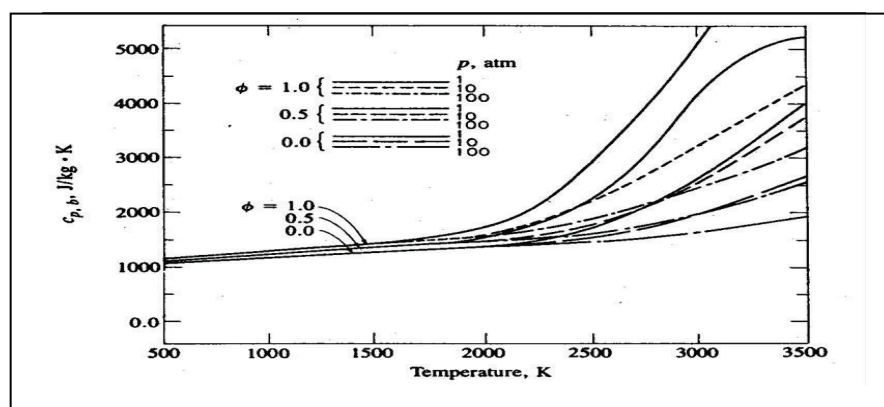


Figura 6.24b – Calor específico a pressão constante dos principais gases de combustão em função da temperatura.

Somente para temperaturas em torno de 2500K, temperatura semelhante às máximas observadas nos processos de combustão estudados nesse trabalho (ver Item 6.3.2.), os calores específicos dos gases de combustão para misturas estequiométricas atingem valores próximos àqueles obtidos para a água, indicando que durante praticamente toda a combustão e processo de expansão, o calor específico da água foi superior aos dos gases de combustão. As Figuras 6.24a e 6.24b, foram extraídas de CHASE (1998) e HEYWOOD (1988).

A Figura 6.25 apresenta as curvas de pressão com otimizações para o etanol hidratado e etanol anidro, ambas utilizando etanol anidro, para o ponto de operação de potência máxima.

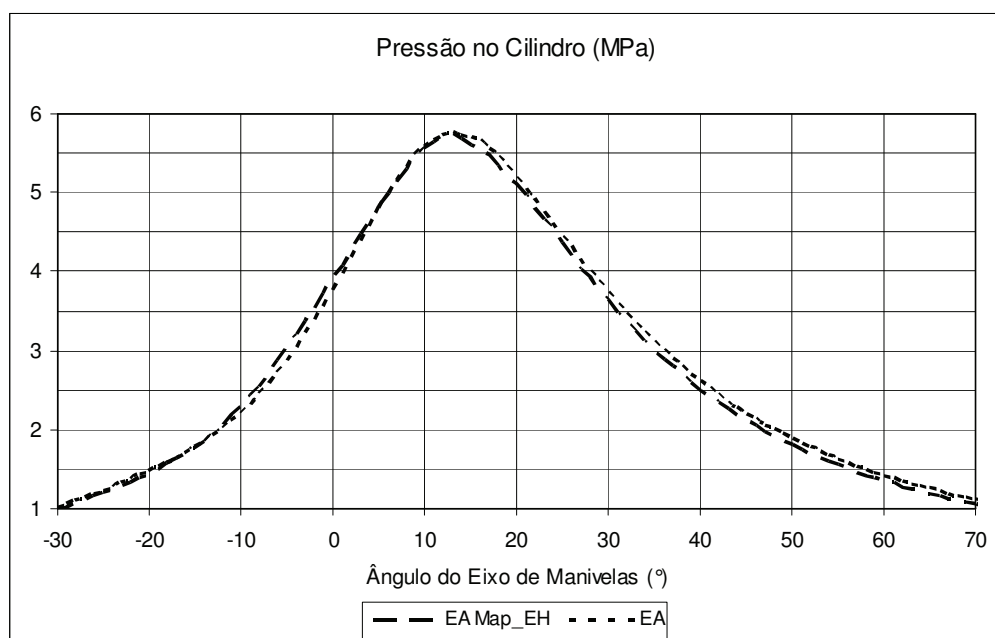


Figura 6.25 – Curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas no ponto de potência máxima com otimizações para o etanol hidratado e o etanol anidro, utilizando etanol anidro.

O comportamento das curvas de pressão foi muito semelhante, inclusive na região de pressões máximas. Porém, a curva relativa ao etanol anidro (EA) encontra-se levemente deslocada para a direita em comparação àquela deste mesmo combustível com otimização do etanol hidratado (EA Map_EH). Isso ocorre devido à diferença entre os ângulos de avanço de ignição adotados para cada configuração, 33°APMS para o EA Map_EH e 31,7°APMS para o EA, fazendo com que haja uma discreta antecipação no aumento da pressão relativa a esta última configuração de teste. Porém, tais resultados não refletiram em maiores

pressões médias efetivas para o EA, conforme mostrado no Item 6.2.7. Isso ocorre, pois a diferença entre os ângulos de avanço de ignição utilizados foi muito pequena, não sendo detectada diferença na produção de trabalho útil ao motor.

A Figura 6.26 apresenta as curvas de pressão com otimizações para o etanol anidro e para o etanol hidratado, utilizando esses respectivos combustíveis no ponto de operação de potência máxima.

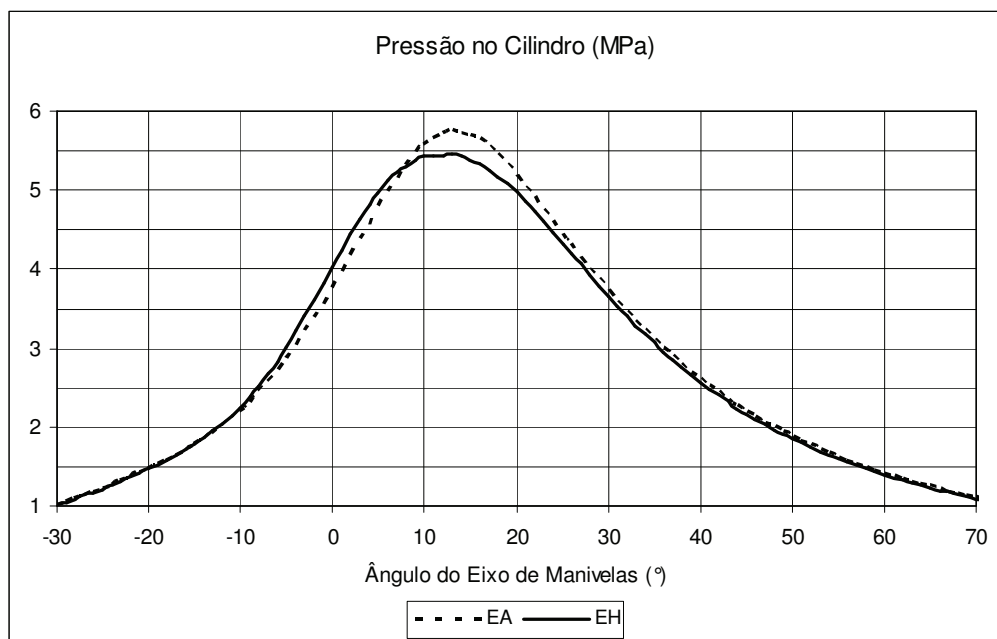


Figura 6.26 – Curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas no ponto de potência máxima com otimizações para o etanol anidro e o etanol hidratado.

O uso do etanol anidro associado à sua calibração ótima resultou em uma pressão máxima maior do que a verificada para o etanol hidratado quando também otimizado. Pode-se notar ainda que o ângulo do eixo de manivelas no qual ocorre a pressão máxima é ligeiramente menor para o etanol hidratado. Isso se explica pelo ângulo de avanço de ignição ótimo encontrado para esse combustível ter sido 33° APMS, enquanto para o etanol anidro foi de $31,7^\circ$ APMS e também por características de queima dos dois combustíveis, que serão abordadas mais adiante quando for estudada a fração de massa queimada de combustível.

O λ ótimo nos dois casos foi o mesmo, com valor de 0,89. Isto é, a Figura 6.26 apresenta a combinação dos efeitos de otimização e de troca de combustível, apresentados separadamente nas Figuras 6.24 e 6.25, de forma combinada. Esses resultados explicam a maior pressão média efetiva encontrada para o etanol anidro

frente ao etanol hidratado no Item 6.2.7, independente da otimização adotada para aquele combustível, já que se nota uma maior área sob a curva para o etanol anidro na Figura 6.26.

6.3.1.2. TORQUE MÁXIMO

A Figura 6.27 apresenta as curvas de pressão com otimização para o etanol hidratado, utilizando este combustível e o etanol hidratado para o ponto de operação de torque máximo.

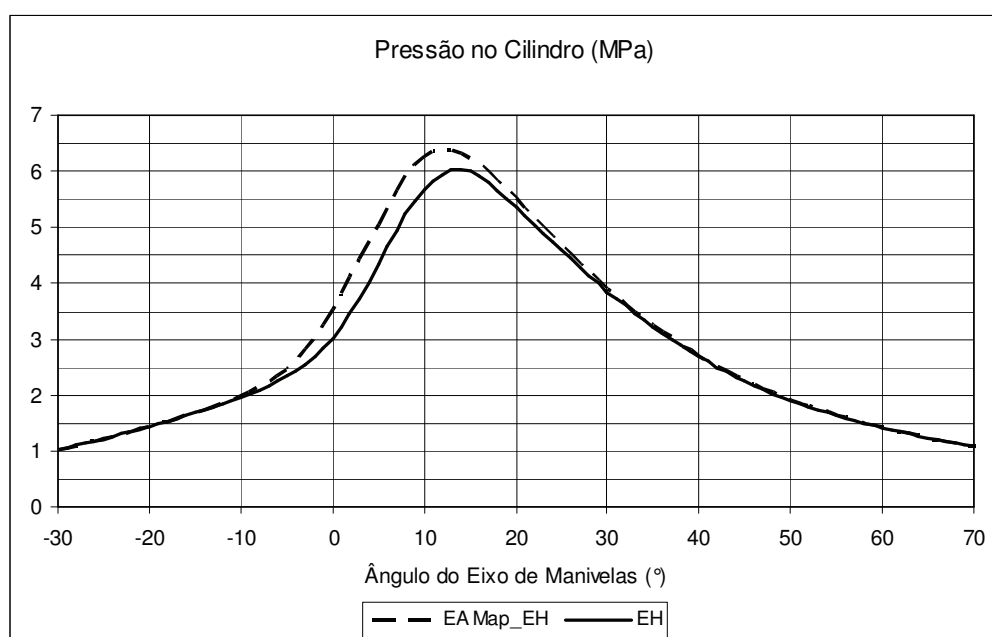


Figura 6.27 – Curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas no ponto de torque máximo com otimização para o etanol hidratado, utilizando este combustível e o etanol anidro.

A partir de aproximadamente -10° até cerca de 30° a curva de pressão do etanol anidro apresenta valores maiores do que a do etanol hidratado. Também é possível verificar que o pico de pressão ocorre em um ângulo do eixo de manivelas menor para o EA Map_EH. Como o motor funcionou com as mesmas configurações de avanço de ignição e λ ($21,8^{\circ}$ APMS e 0,91) em ambos os casos, as diferenças nas curvas de pressão podem ser atribuídas principalmente ao combustível.

Sendo assim, as maiores pressões obtidas com a utilização do etanol anidro se explicam devido ao menor conteúdo de água desse combustível em relação ao etanol hidratado, conforme apresentado no Item 6.3.1.1..

O fato dos valores de pressão terem sido maiores para o EA Map_EH antes da região do pico de pressão, bem como o seu menor ângulo para obtenção da pressão máxima podem ser explicados por diferenças nas características de queima desses dois combustíveis, que serão discutidas mais adiante quando for abordado o estudo da fração de massa queimada de combustível. Tais características levaram à antecipação do aumento de pressão do EA Map_EH, e isso refletiu em maior trabalho útil ao motor, tanto que os resultados de pressão média efetiva foram superiores aos do EH, conforme Item 6.2.7.

A Figura 6.28 apresenta as curvas de pressão com otimizações para o etanol hidratado e etanol anidro, ambas utilizando etanol anidro, para o ponto de operação de torque máximo.

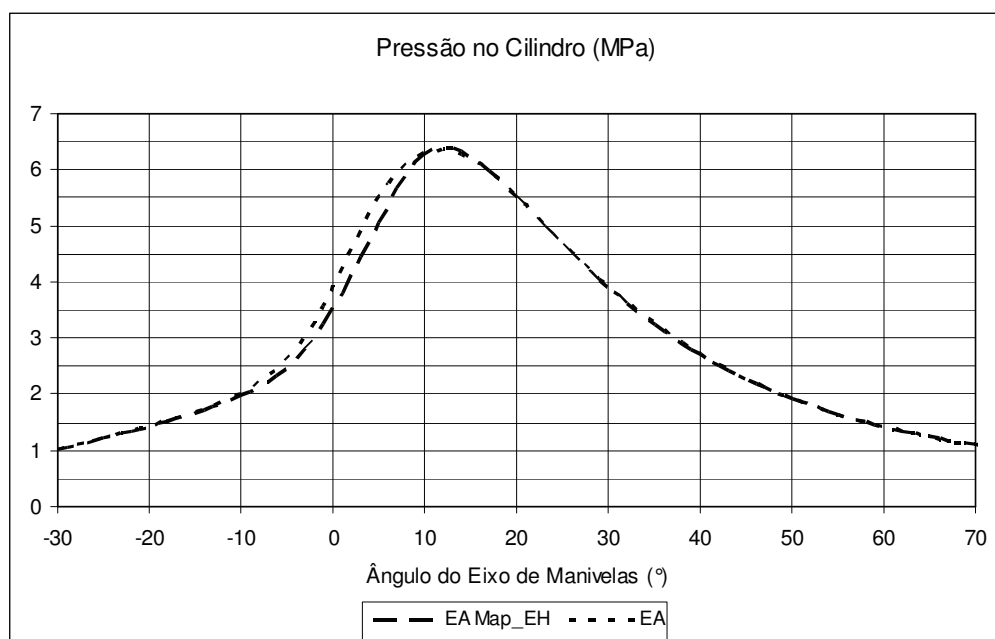


Figura 6.28 – Curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas no ponto de torque máximo com otimizações para o etanol hidratado e o etanol anidro, utilizando etanol anidro.

Nota-se comportamento muito semelhante das curvas de pressão, inclusive na região de pressões máximas. Porém, entre o ângulo do eixo de manivelas -10° até a região de pico das pressões, os valores para o EA são ligeiramente superiores.

Como os ângulos de avanço foram muito próximos ($21,8^\circ$ APMS para o EA Map_EH e $21,1^\circ$ APMS para o EA), o efeito de deslocamento para a direita da curva do EA foi ainda mais discreto do que o observado para o ponto de potência máxima. Como consequência, tais resultados não refletiram em maiores pressões médias efetivas para o EA Map_EH, conforme mostrado no Item 6.2.7.

A Figura 6.29 apresenta as curvas de pressão com otimizações para o etanol anidro e para o etanol hidratado, utilizando esses respectivos combustíveis no ponto de operação de torque máximo.

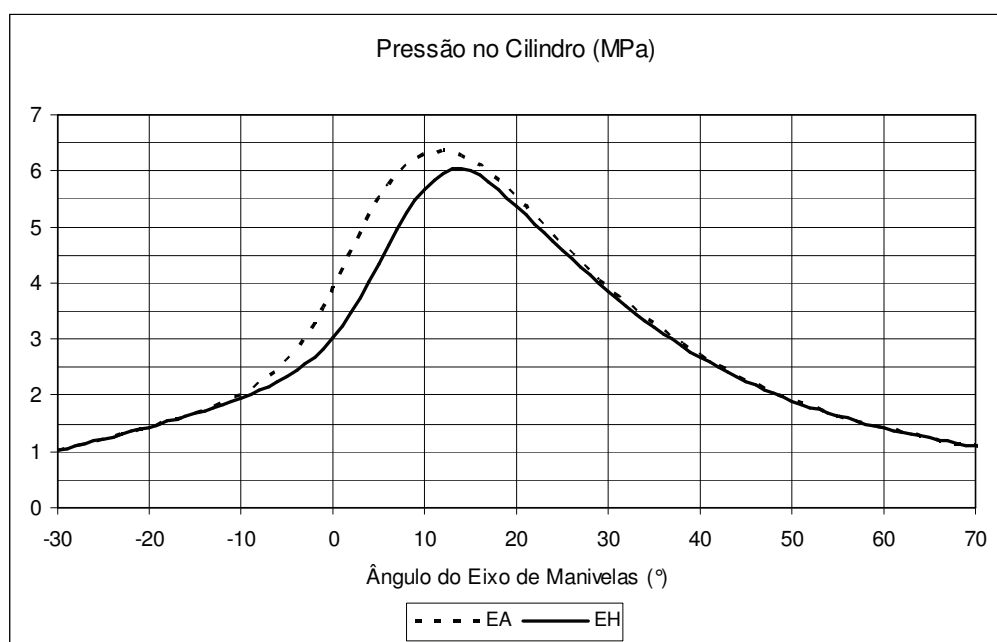


Figura 6.29 – Curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas no ponto de torque máximo com otimizações para o etanol anidro e o etanol hidratado.

Observa-se que o uso do etanol anidro associado à sua calibração ótima resultou em uma pressão máxima maior do que a verificada para o etanol hidratado quando também otimizado. Pode-se notar ainda que o ângulo do eixo de manivelas no qual ocorre a pressão máxima é ligeiramente menor para o etanol hidratado.

Como os ângulos de avanço foram muito próximos ($21,8^\circ$ APMS para o EH e $21,1^\circ$ APMS para o EA), a antecipação do pico de pressão no caso do EA, pode ser explicada por características de queima dos dois combustíveis, que serão estudadas mais adiante quando for abordado o estudo da fração de massa queimada de combustível. O menor pico de pressão para o EH foi explicado quando apresentada a Figura 6.27.

O lambda ótimo nos dois casos foi o mesmo, com valor de 0,91. Isto é, a Figura 6.29 apresenta a combinação dos efeitos de otimização e de troca de combustível, apresentados separadamente nas Figuras 6.27 e 6.28, de forma combinada. Esses resultados explicam a maior pressão média efetiva encontrada para o EA frente ao EH no Item 6.2.7, independente da otimização adotada para aquele combustível, já que o aumento da diferença de pressões entre as duas configurações ocorreu significativamente após o PMS, contribuindo como trabalho útil ao motor.

6.3.1.3. RPM DE CRUZEIRO

A Figura 6.30 apresenta as curvas de pressão com otimização para o etanol hidratado, utilizando este combustível e o etanol hidratado para o ponto de operação de RPM de cruzeiro.

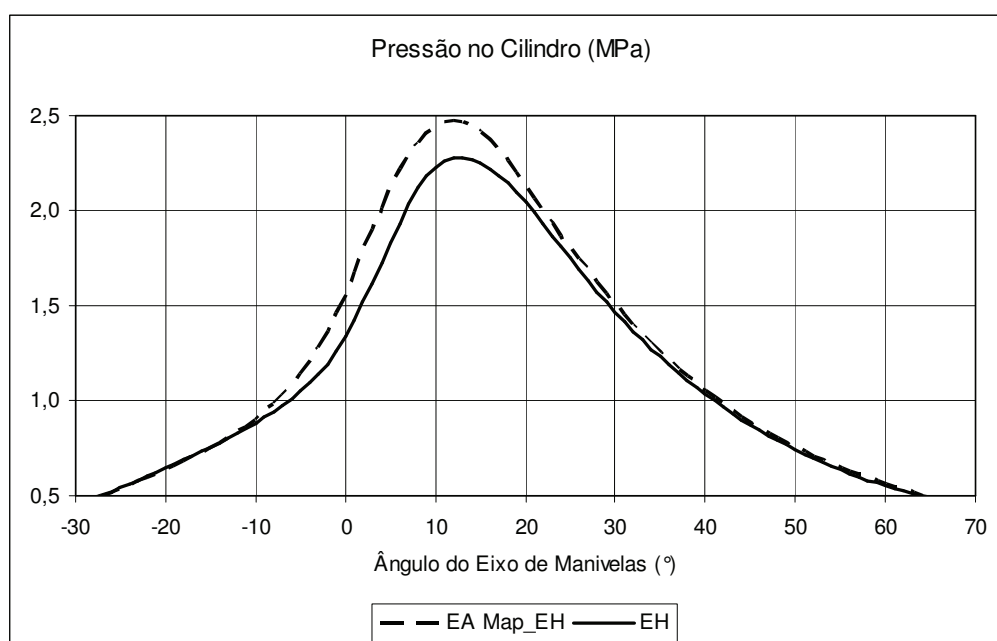


Figura 6.30 – Curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas no ponto de RPM de cruzeiro com otimização para o etanol hidratado, utilizando este combustível e o etanol anidro.

Verifica-se que a partir de aproximadamente -10° até cerca de 40° a curva de pressão do etanol anidro apresenta valores maiores do que a do etanol hidratado. Como o motor funcionou com as mesmas configurações de avanço de ignição e lambda (28° APMS e 1,00) em ambos os casos, as diferenças nas curvas de pressão podem ser atribuídas principalmente ao combustível.

Dessa forma, as maiores pressões obtidas com a utilização do etanol anidro se explicam devido ao menor conteúdo de água desse combustível em relação ao etanol hidratado, conforme já explicado no Item 6.3.1.1..

O fato dos valores de pressão serem maiores para o EA Map_EH antes da região do pico de pressão pode ser explicado por diferenças nas características de queima desses dois combustíveis, que serão discutidas mais adiante quando for abordado o estudo da fração de massa queimada de combustível. Tais características levaram à antecipação do aumento de pressão do EA Map_EH, o qual não resultou em maior trabalho útil ao motor, conforme esperado, dados os resultados de pressão média efetiva semelhantes ao EH, conforme Item 6.2.7. Isso pode ser explicado pela forma como o calor liberado na combustão foi aproveitado pelo motor, o que será apresentado no Item 6.3.3.

A Figura 6.31 apresenta as curvas de pressão com otimizações para o etanol hidratado e etanol anidro, ambas utilizando etanol anidro, para o ponto de operação de RPM de cruzeiro.

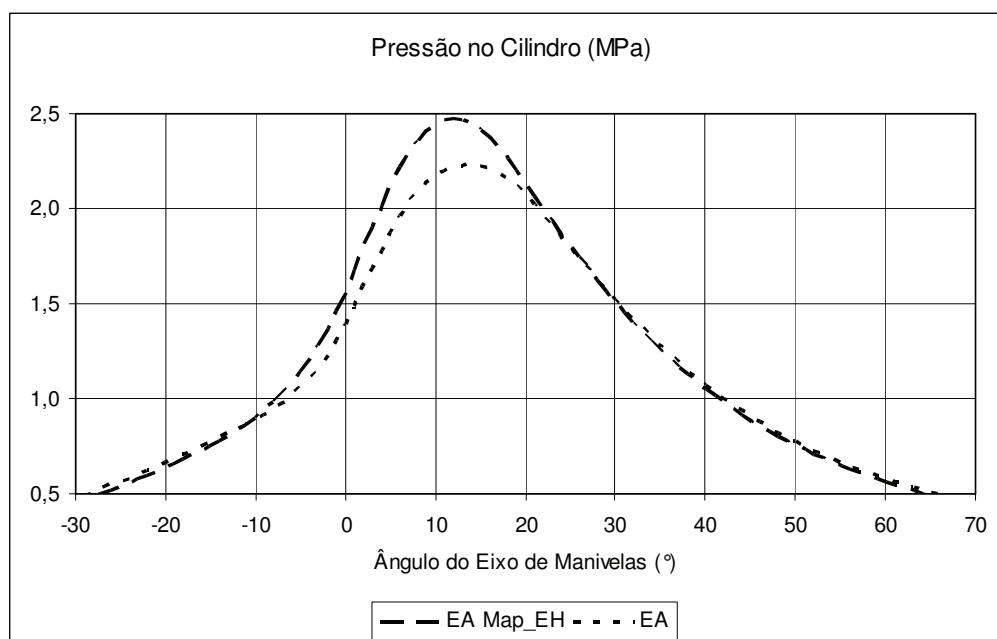


Figura 6.31 – Curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas no ponto de RPM de cruzeiro com otimizações para o etanol hidratado e o etanol anidro, utilizando etanol anidro.

Nesse caso, entre -10° e cerca de 20° , os valores da pressão no cilindro são maiores utilizando a configuração EA Map_EH. Porém, a curva relativa ao etanol anidro encontra-se deslocada para a direita em comparação àquela deste mesmo

combustível com otimização do etanol hidratado nessa mesma região. Isso ocorre devido à diferença entre os ângulos de avanço de ignição adotados para cada configuração, 28°APMS para o EA Map_EH e 24°APMS para o EA, fazendo com que haja uma antecipação no aumento da pressão relativa àquela primeira configuração.

O fato do EA Map_EH ter alcançado valores máximos de pressão acima daqueles obtidos para o EA pode ser explicado pela liberação de centelha antecipada em 4°. Nesse caso, a diferença dos ângulos de avanço nas duas configurações foi mais significativa do que nos pontos de potência máxima (1,3°) e torque máximo (0,7°), sendo que para os mesmos ângulos do eixo de manivela (e portanto mesmos volumes), a combustão já encontrava-se mais avançada para o EA Map_EH. Como consequência disso, maior quantidade de calor havia sido liberada, resultando em maiores pressões no cilindro. Porém, esses resultados não refletiram em maiores pressões médias efetivas para o EA Map_EH, conforme mostrado no Item 6.2.7. Isso pode ser explicado pela forma como o calor liberado na combustão foi aproveitado pelo motor, o que será apresentado no Item 6.3.3. A Figura 6.32 apresenta as curvas de pressão com otimizações para o etanol anidro e para o etanol hidratado, utilizando esses respectivos combustíveis no ponto de operação de RPM de cruzeiro.

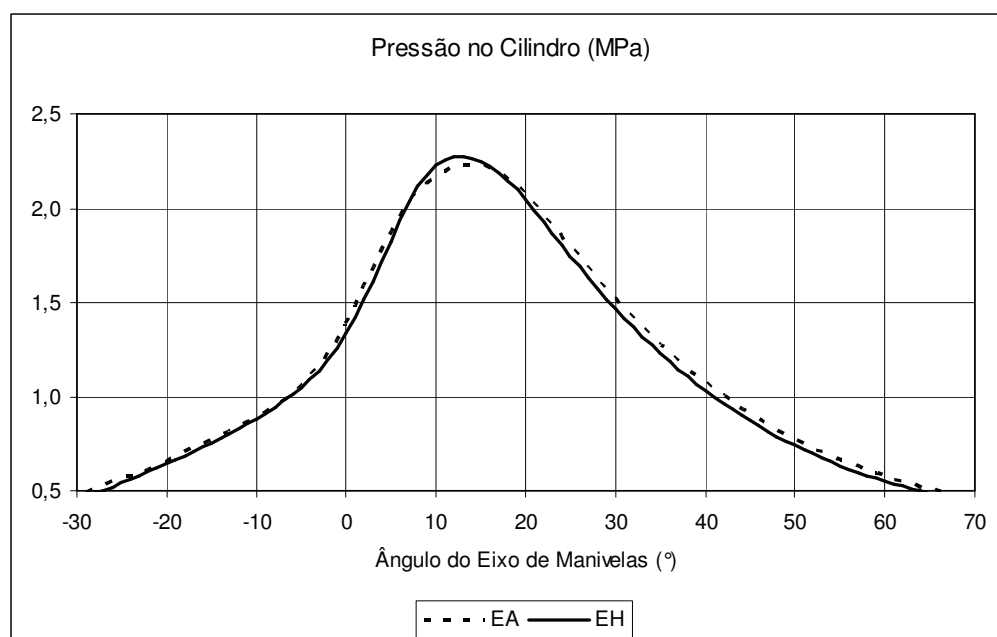


Figura 6.32 – Curvas de pressão em função do ângulo do eixo de manivelas no ponto de RPM de cruzeiro com otimizações para o etanol anidro e o etanol hidratado.

As diferenças entre combustíveis e também entre as configurações de teste se anularam nesse caso. A antecipação da centelha para o EH minimizou a sua característica de maior atraso de ignição, bem como a sua combustão em estágio mais avançado em relação ao EA resultou em pico de pressão próximo a esse último (ver Item 6.3.4), levando a curvas de pressão de aspectos semelhantes para as duas configurações de teste. Isso se confirma pelos resultados obtidos para a pressão média efetiva, no Item 6.2.7, os quais apontam os mesmos valores para o EA e o EH.

6.3.2. TEMPERATURA NO CILINDRO

A Figura 6.33 apresenta as curvas de temperatura relativas ao etanol hidratado nos três pontos operacionais estudados no presente de trabalho. Os resultados para as demais configurações de testes apresentaram as mesmas tendências.

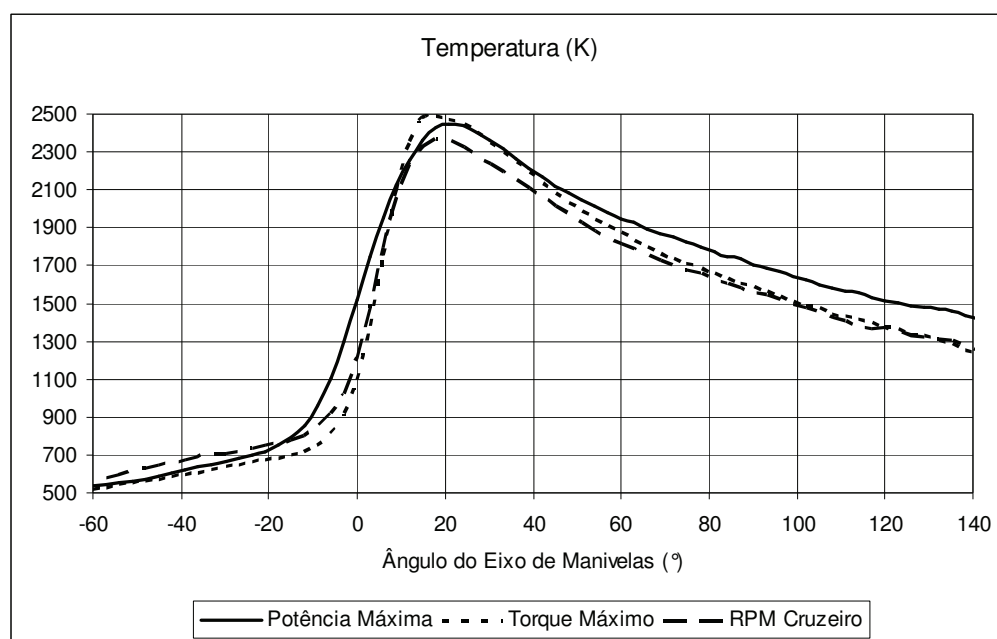


Figura 6.33 – Curvas de temperatura em função do ângulo do eixo de manivelas no cilindro para o etanol hidratado nos três pontos operacionais estudados.

Verifica-se que em potência máxima, devido aos maiores ângulos de avanço de ignição, os valores de temperatura iniciaram o aumento repentino devido ao início da combustão, antes dos demais pontos de operação. Os picos de temperatura apresentaram diferenças de até cerca de 200K. Apesar das menores pressões

observadas no Item anterior, consequentes da sua menor carga, o ponto de RPM de cruzeiro apresentou temperaturas relativamente próximas dos demais, pois neste ponto foi utilizado λ igual a um, enquanto em potência máxima e em torque máximo foram utilizados 0,89 e 0,91. Lambdas mais ricos (menores que um) fazem referência a misturas com excesso de combustível, que tem ação refrigerante na câmara de combustão devido à maior massa de combustível a ser vaporizada, reduzindo as temperaturas do processo. O fato das temperaturas máximas terem sido próximas explica as emissões de NOx também muito parecidas para o EH nos três pontos de operação, de acordo com os resultados apresentados no Item 6.2.8.3, já que a formação de NOx está fortemente ligada e cresce com o aumento da temperatura no cilindro (HEYWOOD, 1988)

6.3.2.1. POTÊNCIA MÁXIMA

A Figura 6.34 apresenta as curvas de temperatura, calculadas conforme exposto no Capítulo 3, nas três configurações de teste propostas para o ponto de operação de potência máxima.

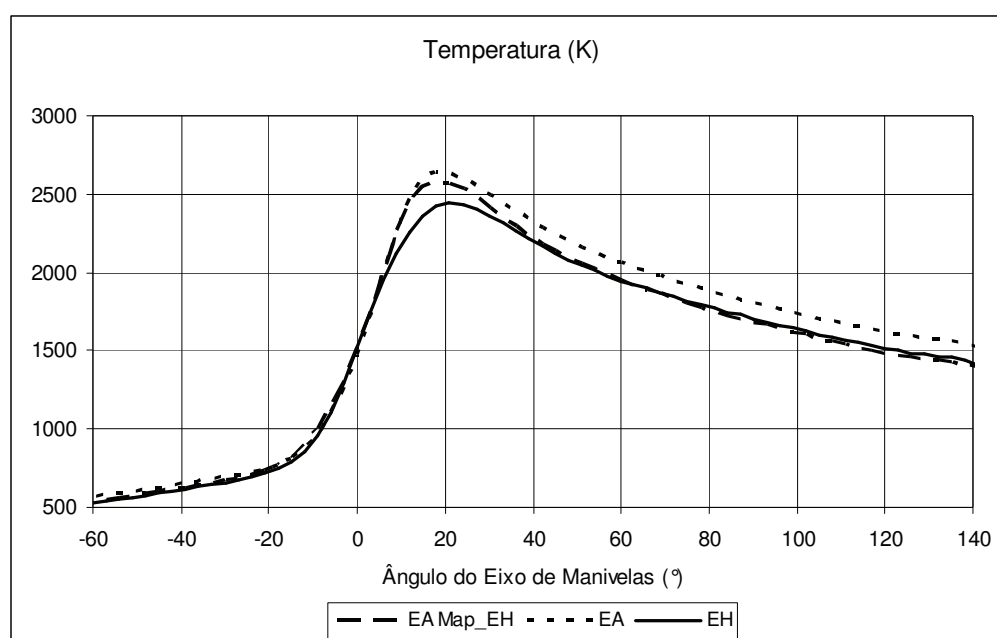


Figura 6.34 – Curvas de temperatura em função do ângulo do eixo de manivelas nas três configurações de teste para o ponto de potência máxima.

As curvas de temperatura do etanol anidro, independentemente da otimização adotada para este combustível, apresentaram valores mais altos do que a curva do EH durante a combustão. Isso pode ser explicado pelo maior conteúdo de água do EH e suas consequências já mencionadas no Item 6.3.1.1.. Menores temperaturas durante combustão levam à menor formação de NO_x (HEYWOOD, 1988), confirmada pelos resultados obtidos no Item 6.2.8.3, onde o EA, independentemente de sua configuração de teste, apresentou valores ligeiramente maiores do que o EH. Entre as configurações que utilizaram etanol anidro, observa-se que aquela cuja centelha foi mais antecipada (EA Map_EH) apresentou temperaturas mais elevadas durante a maior parte do processo de combustão. Isso explica as emissões de NO_x ligeiramente maiores nessa configuração de teste e coaduna com a relação proposta por HEYWOOD (1988), de maior formação de NO_x para configurações com centelhas mais antecipadas, conforme Figura 6.34a.

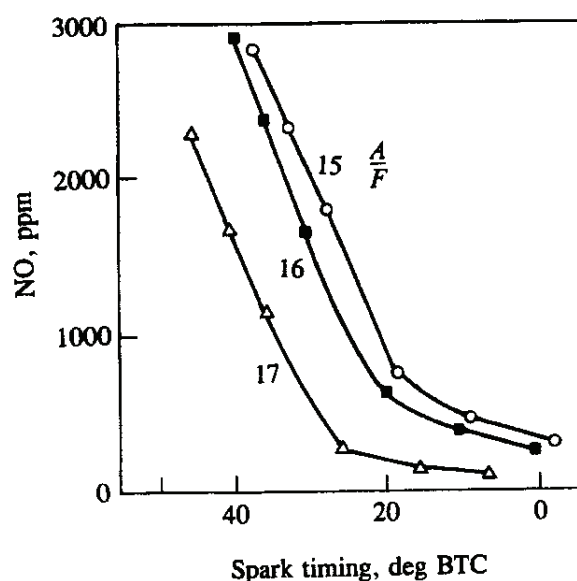


Figura 6.34a – Formação de óxido de nitrogênio em função do ângulo de avanço da ignição.

Nota-se que além da redução das emissões de NO com a diminuição do ângulo de avanço da ignição, também ocorrem quedas mais abruptas nesses valores conforme se reduz a relação ar-combustível. Para os casos em análise, as relações ar-combustível reais foram 7,745:1 para o etanol hidratado e 7,937:1 para o etanol anidro.

Comparando-se as duas configurações otimizadas para cada combustível (EA x EH), é possível verificar que se adequando a calibração do motor para funcionar com etanol anidro é possível reduzir a tendência de aumento das emissões de NOx, observadas quando simplesmente troca-se o combustível.

6.3.2.2. TORQUE MÁXIMO

A Figura 6.35 apresenta as curvas de temperatura, calculadas conforme exposto no Capítulo 3, nas três configurações de teste propostas para o ponto de operação de torque máximo.

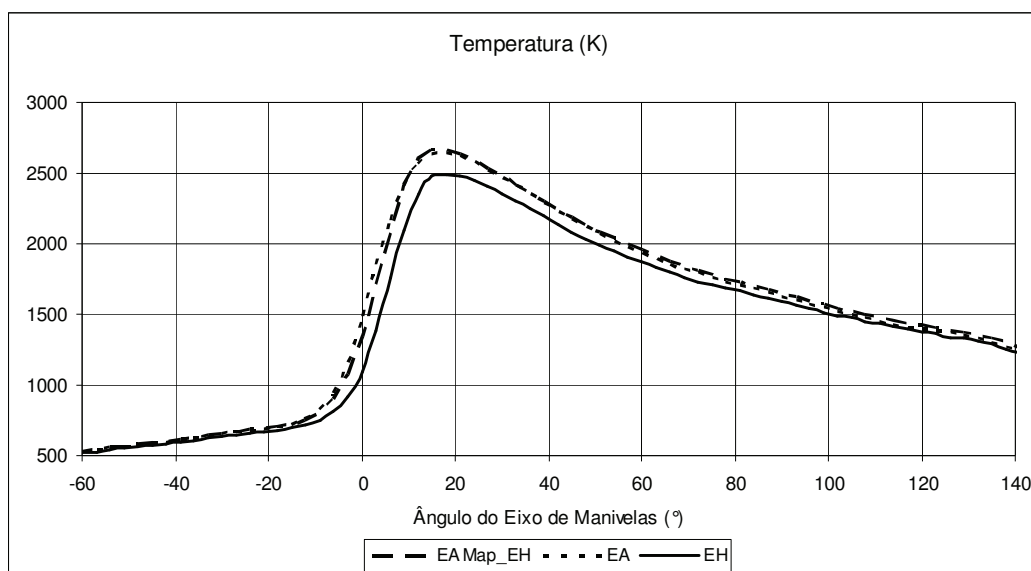


Figura 6.35 – Curvas de temperatura em função do ângulo do eixo de manivelas nas três configurações de teste para o ponto de torque máximo.

As temperaturas máximas calculadas para o ponto de torque máximo mantiveram a tendência observada no ponto de potência máxima, com o EH resultando em temperaturas inferiores ao EA, independentemente da configuração de teste deste último. No entanto, as temperaturas mais baixas não representaram redução nas emissões de NOx, sendo encontrados resultados semelhantes para os três casos, conforme Item 6.2.8.3. Esses resultados podem ser explicados devido à grande incerteza relacionada às emissões de NOx no ponto de torque máximo (HEYWOOD,1988).

6.3.2.3. RPM DE CRUZEIRO

A Figura 6.36 apresenta as curvas de temperatura, calculadas conforme exposto no Capítulo 3, nas três configurações de teste propostas para o ponto de operação de torque máximo.

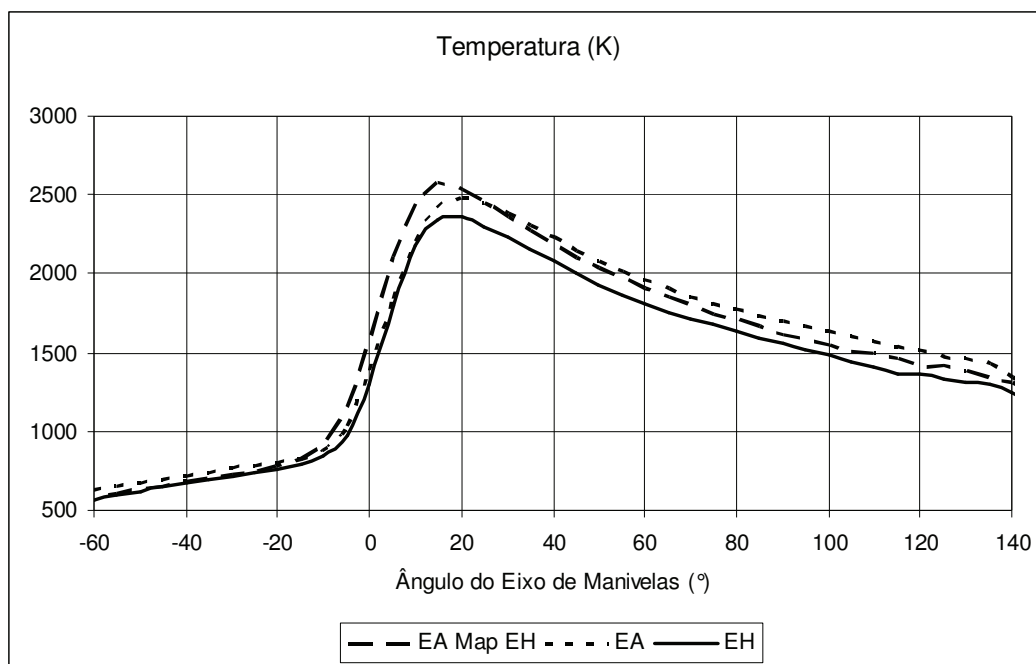


Figura 6.36 – Curvas de temperatura em função do ângulo do eixo de manivelas nas três configurações de teste para o ponto de RPM de cruzeiro.

As temperaturas máximas calculadas para o ponto de RPM de cruzeiro também mantiveram a tendência observada nos pontos de potência máxima e de torque máximo, com o EH resultando em temperaturas inferiores ao EA, independentemente da configuração de teste deste último.

Comparando-se os resultados das configurações cuja diferença é basicamente o combustível (EA Map_EH x EH), observa-se que as temperaturas são maiores para o EA Map_EH durante a combustão, levando à maiores emissões de NO_x, conforme verificado no Item 6.2.8.3.. Quando a comparação é feita entre as configurações cuja diferença é o avanço de ignição (EA Map_EH x EA), também o EA Map_EH apresenta as maiores temperaturas. Logo, foi observada maior formação de NO_x para esse caso, confirmando novamente a relação entre avanço de ignição e emissões de NO_x apresentada por HEYWOOD (1988).

Finalmente, ao comparar as duas configurações otimizadas para o etanol anidro e etanol hidratado (EA x EH), nota-se que adaptando-se a calibração do motor para o uso do EA, retardando a centelha, é possível minimizar a sua tendência de maior formação de NO_x, a qual é causada também pela presença reduzida de água na sua composição, comparativamente ao etanol hidratado, o que acarreta temperaturas mais altas durante a combustão.

6.3.3. CALOR TOTAL LIBERADO

A Figura 6.37 apresenta as curvas de calor total liberado para os três pontos operacionais estudados em todas as configurações de testes utilizadas no presente de trabalho.

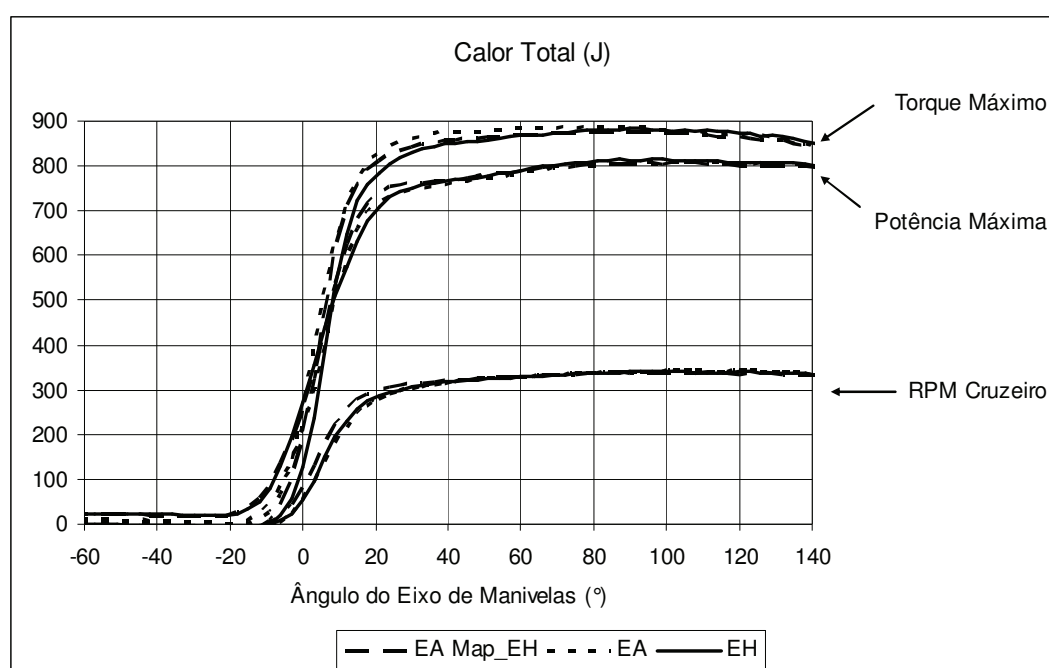


Figura 6.37 – Curvas de calor total liberado em função do ângulo do eixo de manivelas nos três pontos operacionais estudados.

Pela teoria apresentada no Capítulo 3, esperava-se que em todas as condições testadas o calor total tendesse, no ângulo de abertura da válvula de escape, que é 140° no motor flexível utilizado, ou seja 40° antes do término do ciclo de expansão (APMI), para valores máximos correspondentes à soma dos calores aparente e perdido. Porém, verifica-se também que nos pontos de torque máximo

e potência máxima há valores obtidos maiores em ângulos anteriores a 140° (entre 80° e 100° , por exemplo). Conforme SHUDO *et al*, (2002), tais valores são explicados por imperfeições no modelo de cálculo das estimativas de perda de calor para a parede do cilindro, devido a estes terem sido desenvolvidos com base em experimentos que utilizaram outros combustíveis.

Observa-se ainda que o calor total liberado foi maior para o ponto de operação de torque máximo, seguido pelo ponto de potência máxima e, com valores bem inferiores, no ponto de RPM de cruzeiro. Isso ocorre como consequência das maiores pressões medidas no cilindro, a partir das quais é determinada a quantidade de calor aparente liberada e das temperaturas mais elevadas calculadas para o cilindro ao longo do ciclo de compressão e expansão, que influenciam a troca de calor dos gases com a parede do cilindro, conforme mostrado anteriormente nos itens 6.3.1 e 6.3.2.

Pode-se verificar também que os valores máximos de calor total liberado convergem em todos os pontos de operação. Isso se explica pelo fato de que, para cada ponto de operação, todas as configurações testadas possuem o mesmo λ (0,89 para a potência máxima, 0,91 para o torque máximo e 1,00 para RPM de cruzeiro), resultando em valores de calor total liberado (Equação 3.32) equivalentes. Para tanto, no caso do EH, seu menor poder calorífico foi compensado por uma maior vazão de combustível.

Os resultados de calor total liberado em cada ponto de operação suportam aqueles obtidos para a potência, torque, rendimento térmico e pressão média efetiva, no Item 6.2. A liberação total de calor está diretamente relacionada com a produção de trabalho útil ao motor (Equação 3.40), que por sua vez influencia positivamente os parâmetros de desempenho mencionados.

6.3.3.1. CALOR APARENTE E CALOR PERDIDO

Conforme apresentado no Capítulo 3, o calor total liberado é composto pela soma do calor aparente com o calor perdido pela parede do cilindro (Equação 3.35). Sendo assim, torna-se importante analisar estas parcelas de calor em cada ponto de operação.

6.3.3.1.1. POTÊNCIA MÁXIMA

A Figura 6.38 mostra os valores calculados para o calor aparente e para o calor perdido pela parede do cilindro durante o ciclo de compressão e expansão no ponto de potência máxima.

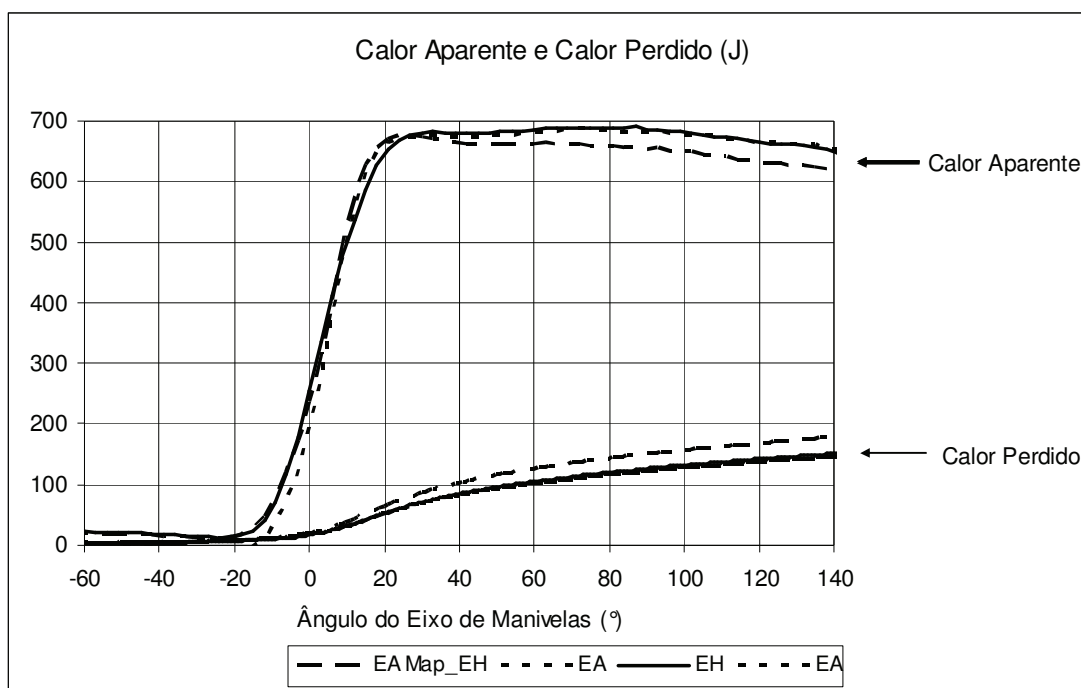


Figura 6.38 – Calor aparente e calor perdido em função do ângulo do eixo de manivelas no ponto de potência máxima.

Pela Figura 6.38, as configurações de teste EA e EH apresentaram valores muito próximos, tanto para o calor aparente como para o calor perdido. No entanto, a configuração EA Map_EH apresentou valores menores de calor aparente após aproximadamente 30°. Por outro lado, o calor transferido para a parede do cilindro no caso do EA Map_EH foi mais elevado a partir da mesma região. Isso se explica pelas maiores temperaturas dos gases relativas a essa configuração após a combustão, observadas na Figura 6.34, aumentando, consequentemente, a parcela de calor transferido para a parede do cilindro.

6.3.3.1.2. TORQUE MÁXIMO

A Figura 6.39 mostra os valores calculados para o calor aparente e para o calor perdido pela parede do cilindro durante o ciclo de compressão e expansão no ponto de torque máximo.

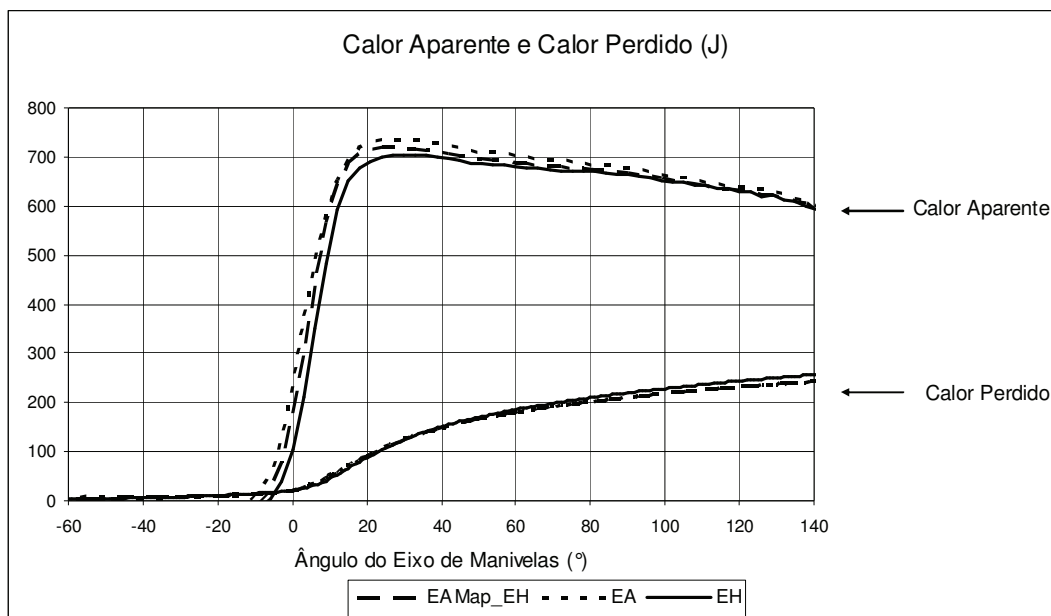


Figura 6.39 – Calor aparente e calor perdido em função do ângulo do eixo de manivelas no ponto de torque máximo.

O que pode ser notado é que os valores alcançados para o calor perdido pela parede foram superiores em relação ao ponto de potência máxima, explicados pelas temperaturas maiores atingidas na combustão, conforme apresentado no Item 6.3.2, e rotação menor, o que aumenta o tempo para a ocorrência da troca de calor com a parede do cilindro.

Verifica-se que todas as configurações de teste resultaram em calores aparente e perdido muito próximos. Os valores de calor perdido ligeiramente superiores para o EH são explicados por maiores coeficientes de troca de calor por convecção h , cujo efeito foi mais relevante do que a menor diferença de temperatura entre os gases e a parede do cilindro (comparativamente às demais configurações e teste). Nesse caso, apesar do EH ter resultado em menores temperaturas dos gases (Figura 6.32), o seu coeficiente de troca foi mais elevado ao longo do ciclo, pois este está relacionado com o inverso da temperatura (Equação 3.42), o que redundou em maiores perdas de calor para a parede do cilindro com o etanol

hidratado. A Figura 6.40 apresenta os gráficos do somatório de h para as configurações em análise, ao longo do ciclo de compressão/expansão.

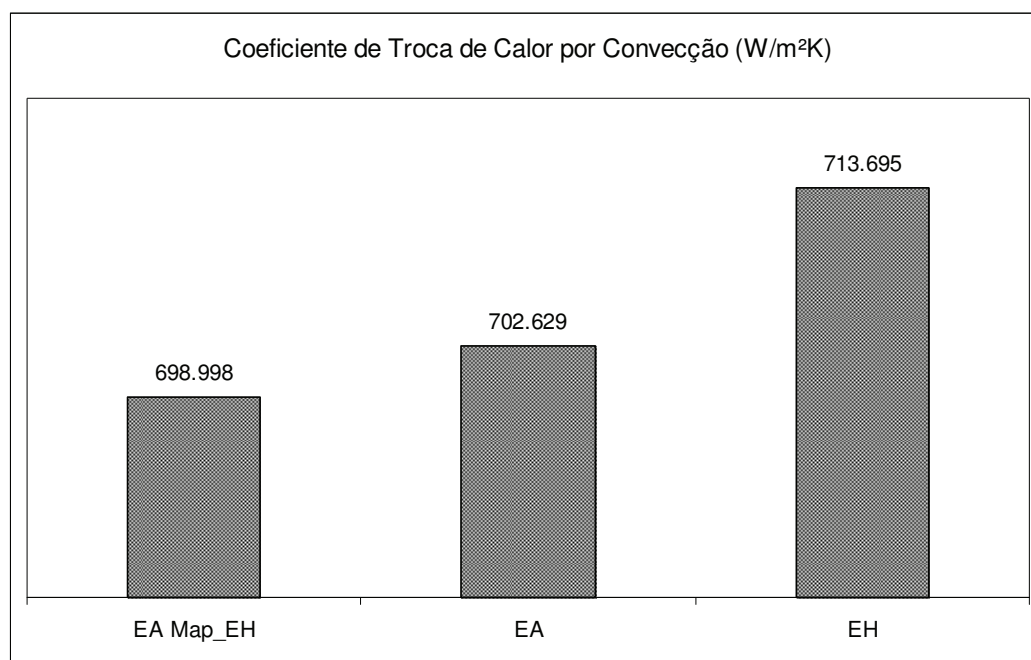


Figura 6.40 – Somatório de h para as três configurações de teste em potência máxima.

6.3.3.1.3. RPM DE CRUZEIRO

A Figura 6.41 mostra os valores calculados para o calor aparente e para o calor perdido pela parede do cilindro durante o ciclo de compressão e expansão no ponto de RPM de cruzeiro.

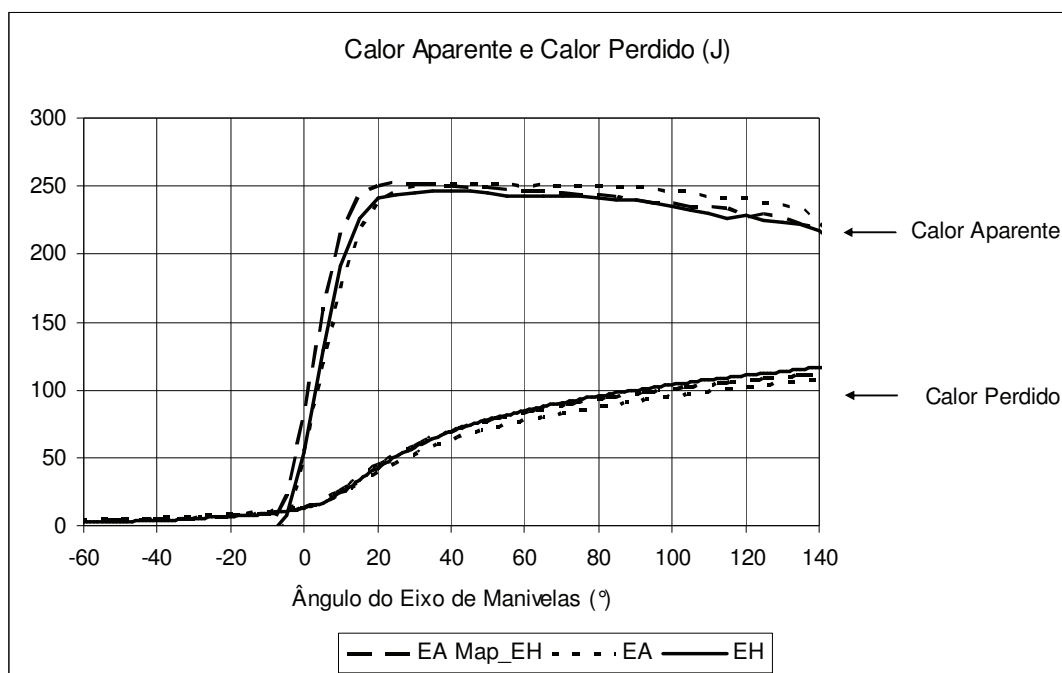


Figura 6.41 – Calor aparente e calor perdido em função do ângulo do eixo de manivelas no ponto de RPM de cruzeiro.

Pela Figura 6.41, percebe-se que a diferença nos níveis de calor aparente e de calor perdido foi bem menor que nos demais pontos de operação. Isso se explica pelas características de baixa carga do ponto de operação em análise, reduzindo a liberação de calor aparente, bem como, aumentando o tempo de troca de calor com a parede pela baixa rotação e, conseqüentemente, o calor perdido. As curvas de calor perdido foram mais fortemente influenciadas pela diferença entre as temperaturas dos gases e a parede do cilindro, já que alcançaram níveis mais elevados para as configurações que apresentaram maiores diferenças de temperatura, conforme Figura 6.36.

6.3.4. FRAÇÃO DE MASSA QUEIMADA DE COMBUSTÍVEL (FMQ)

De acordo com o exposto no Capítulo 3, a fração de massa queimada é obtida pela divisão da soma do calor perdido com o calor aparente, pelo calor total calculado com base na Equação 3.32. Por isso, o seu valor deve tender a um no ângulo de abertura da válvula de escape (SHUDO et al, 2002). Através da fração de massa queimada é possível avaliar o atraso e a duração da combustão, conforme apresentado também no Capítulo 3.

A Figura 6.42 apresenta as curvas de fração de massa queimada de combustível para o EH nos três pontos de operação. As demais configurações de teste apresentaram as mesmas tendências. Os gráficos se limitarão entre os ângulos -40° e 40° para que os pontos de 10% e 90% de fração de massa queimada sejam visualizados de forma mais clara.

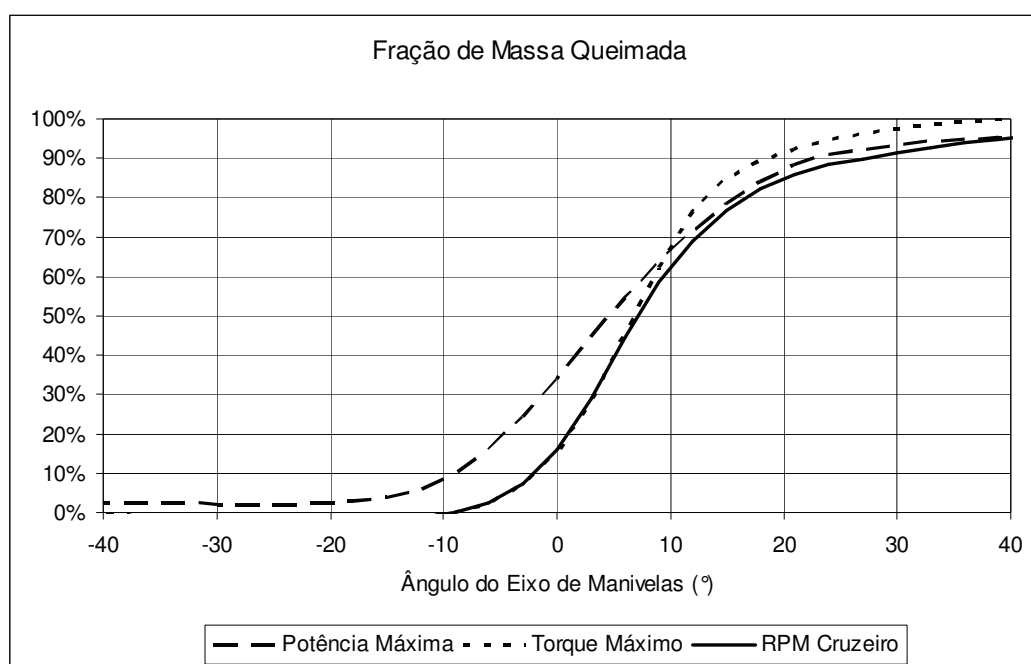


Figura 6.42 – Fração de massa queimada de combustível em função do ângulo do eixo de manivelas para os três pontos de operação.

A Tabela 6.3 mostra os ângulos do eixo de manivelas relativos ao avanço de ignição, bem como a 10% e 90% de fração de massa queimada, além do atraso e duração da combustão.

Tabela 6.3 – Ângulos do eixo de manivelas relativos a 10% e 90% de fração de massa queimada.

	Potência Máxima	Torque Máximo	RPM Cruzeiro
Avanço de Ignição	-33,0°	-21,8°	-28,0°
10% FMQ	-7,9°	-0,5°	-0,9°
90% FMQ	23,8°	19,7°	28,4°
Atraso da Combustão	25,1°	21,3°	27,1°
Duração da Combustão	31,7°	20,2°	29,3°

Nota-se que a menor duração da combustão ocorreu no ponto de torque máximo. Esse resultado explica as pressões máximas mais elevadas, apresentadas no Item 6.3.1, para esse ponto operacional, pois a liberação de calor ocorreu em um intervalo menor de ângulos do eixo de manivelas. A maior duração da combustão em potência máxima justifica a curva de pressão com picos menores do que a de torque, porém com valores maiores nas demais regiões, inclusive naquelas anteriores ao PMS (10% FMQ ocorreu no ângulo -7,9°, contra -0,5° em torque máximo), que não produzem trabalho útil para o motor. Daí, a pressão média efetiva ter sido menor para esse ponto operacional em relação ao ponto de torque máximo, conforme Item 6.2.7. No ponto de RPM de cruzeiro, a duração maior da combustão associada à baixa carga do ensaio (menor quantidade de energia da mistura) explica as pressões bem inferiores às dos demais pontos de operação.

6.3.4.1. POTÊNCIA MÁXIMA

A Figura 6.43 apresenta as curvas de fração de massa queimada de combustível, para as configurações de teste no ponto de potência máxima. Os gráficos estão limitados entre os ângulos -40° e 40° para que os pontos de 10% e 90% de fração de massa queimada sejam visualizados de forma mais clara. Para facilitar a interpretação dos resultados, as comparações serão feitas duas a duas, conforme já realizado no Item 6.3.1.

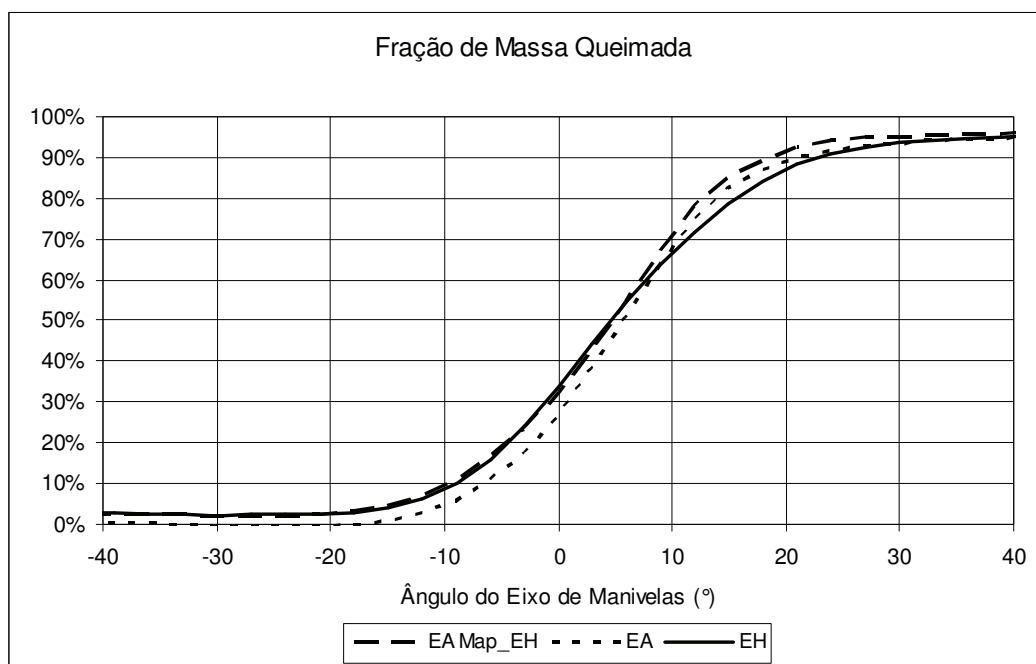


Figura 6.43 – Fração de massa queimada de combustível em função do ângulo do eixo de manivelas para o ponto de potência máxima.

A Tabela 6.4 apresenta os ângulos do eixo de manivelas relativos ao avanço de ignição, bem como a 10% e 90% de fração de massa queimada, além do atraso e duração da combustão.

Tabela 6.4 – Ângulos do eixo de manivelas relativos a 10% e 90% de fração de massa queimada para o ponto de potência máxima..

	EA Map_EH	EA	EH
Avanço de Ignição	-33,0°	-31,7°	-33,0°
10% FMQ	-8,7°	-5,4°	-7,9°
90% FMQ	19,5°	21,8°	23,8°
Atraso de Combustão	24,3°	26,3°	25,1°
Duração da Combustão	28,2°	27,2°	31,7°

Comparando-se os resultados de EA Map_EH e EH, isto é, duas configurações onde a única diferença entre as mesmas é o combustível, verifica-se que o uso do etanol hidratado redundou em maiores atraso e duração da combustão em relação ao etanol anidro. Esses efeitos podem ser atribuídos ao fato do etanol hidratado

possuir maior conteúdo de água (BREWSTER, 2007), cujas características de necessidade de mais energia para aumento de sua temperatura reduzem a velocidade do processo de combustão.

Quando a diferença foi a otimização do ângulo de avanço (EA Map_EH x EA), isto é, quando a liberação da centelha foi retardada (de 33°APMS para 31,7°APMS), ocorreu aumento do atraso de ignição e redução da duração da combustão. Tais resultados explicam o deslocamento para a direita da curva de pressão do EA, observado na Figura 6.25.

Considerando as duas condições ótimas de trabalho para os dois combustíveis (EA x EH), foi possível notar que o uso do etanol anidro resultou em maior atraso e menor duração da combustão. Tais resultados justificam o comportamento combinado de deslocamento à direita e pressões máximas mais elevadas da curva de pressão do etanol anidro, conforme Figura 6.26.

6.3.4.2. TORQUE MÁXIMO

A Figura 6.44 apresenta as curvas de fração de massa queimada de combustível, para as configurações de teste no ponto de torque máximo. Os gráficos estão limitados entre os ângulos -40° e 40° para que os pontos de 10% e 90% de fração de massa queimada sejam visualizados de forma mais clara. Para facilitar a interpretação dos resultados, as comparações serão feitas duas a duas, conforme já realizado no Item 6.3.1.

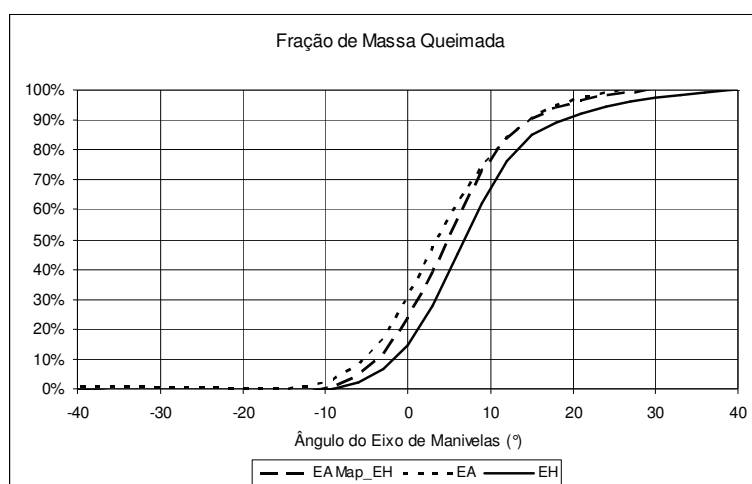


Figura 6.44 – Fração de massa queimada de combustível em função do ângulo do eixo de manivelas para o ponto de torque máximo.

A Tabela 6.5 apresenta os ângulos do eixo de manivelas relativos ao avanço de ignição, bem como a 10% e 90% de fração de massa queimada, além do atraso e duração da combustão.

Tabela 6.5 – Ângulos do eixo de manivelas relativos a 10% e 90% de fração de massa queimada para o ponto de torque máximo.

	EA Map_EH	EA	EH
Avanço de Ignição	-21,8°	-21,1°	-21,8°
10% FMQ	-2,5°	-4,0°	-0,5°
90% FMQ	15,8°	15,7°	19,7°
Atraso de Ignição	19,3°	17,1°	21,3°
Duração da Combustão	18,3°	19,7°	20,2°

Assim como para o ponto de potência máxima, o uso do etanol hidratado resultou em maiores atraso e duração da combustão em relação ao etanol anidro. Esses efeitos podem ser atribuídos ao fato do etanol hidratado possuir maior conteúdo de água, cuja presença impactou o processo de combustão conforme já mencionado.

Quando a diferença foi a otimização do ângulo de avanço (EA Map_EH x EA), isto é, quando a liberação da centelha foi retardada (de 21,8°APMS para 21,1°APMS), ocorreu redução do atraso de ignição e aumento da duração da combustão. A redução do atraso de ignição explica o deslocamento lateral para a esquerda da curva de pressão do EA, observado na Figura 6.28, antecipando a liberação de energia. Porém, sua maior duração da combustão (19,7° contra 18,3° do EA Map_EH) atuou em sentido contrário fazendo com que não fossem observadas modificações significativas nas pressões máximas alcançadas pelas duas configurações, conforme pode ser observado também na Figura 6.28.

Considerando as duas condições ótimas de trabalho para os dois combustíveis (EA x EH), foi possível notar que o uso do etanol anidro resultou em menor atraso e duração da combustão ligeiramente menor. Tais resultados justificam o

comportamento combinado de deslocamento à direita e pressões máximas mais elevadas da curva de pressão do etanol anidro, conforme Figura 6.29.

6.3.4.3. RPM DE CRUZEIRO

A Figura 6.45 apresenta as curvas de fração de massa queimada de combustível, para as configurações de teste no ponto de RPM de cruzeiro.

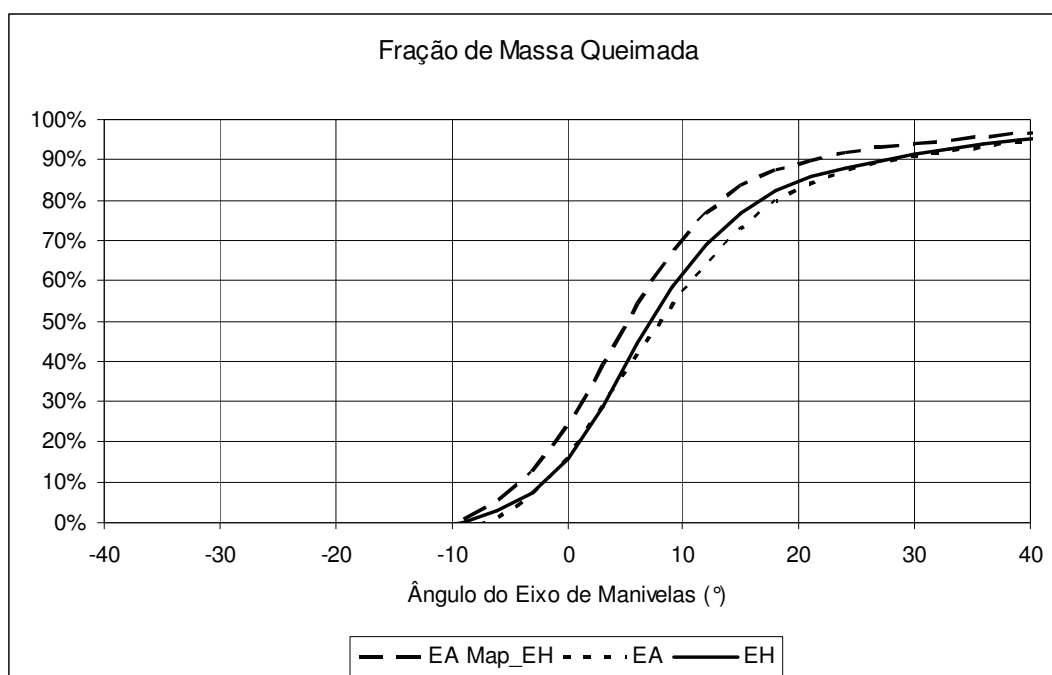


Figura 6.45 – Fração de massa queimada de combustível em função do ângulo do eixo de manivelas para o ponto de RPM de cruzeiro.

A Tabela 6.6 apresenta os ângulos do eixo de manivelas relativos ao avanço de ignição, bem como a 10% e 90% de fração de massa queimada, além do atraso e duração da combustão.

Tabela 6.6 – Ângulos do eixo de manivelas relativos a 10% e 90% de fração de massa queimada para o ponto de RPM de cruzeiro.

	EA Map_EH	EA	EH
Avanço de Ignição	-28°	-24°	-28°
10% FMQ	-2,8°	-0,7°	-0,9°
90% FMQ	22,3°	29,3°	28,4°
Atraso de Ignição	25,2°	23,3°	27,1°
Duração da Combustão	25,1°	29,9°	29,3°

Da mesma forma que observado para os pontos de potência máxima e torque máximo, o uso do etanol hidratado resultou em maiores atraso e duração da combustão em relação ao etanol anidro. Esses efeitos podem ser atribuídos ao fato do etanol hidratado possuir maior conteúdo de água, conforme já apresentado.

Quando a diferença foi a otimização do ângulo de avanço (EA Map_EH x EA), isto é, quando a liberação da centelha foi retardada (de 28°APMS para 24°APMS), ocorreu redução do atraso de ignição e aumento da duração da combustão. O efeito da redução do atraso de ignição, no entanto, foi menor do que aquele resultante de liberação a centelha 4° depois. Por isso, a curva do EA não se apresentou deslocada à direita na Figura 6.31. O aumento na duração da combustão foi responsável pelas menores pressões máximas alcançadas pelo EA, conforme pode ser observado também na Figura 6.31.

Considerando as duas condições ótimas de trabalho para os dois combustíveis (EA x EH), foi possível notar que o uso do etanol anidro resultou em menor atraso e duração da combustão ligeiramente maior. Tais resultados justificam o comportamento semelhante das duas curvas, conforme Figura 6.32, pois a liberação mais tardia da centelha para o EA foi compensada por uma redução de mesma ordem no atraso de ignição (4°), enquanto a ligeira diferença entre as durações da combustão nas duas configurações (0,6°) não foi suficiente para gerar diferenças significativas nas pressões máximas alcançadas.

6.3.5. TAXA DE LIBERAÇÃO DE CALOR

A Figura 6.46 apresenta as curvas de taxa de liberação de calor para o etanol hidratado nos três pontos de operação. Os gráficos estão limitados entre os ângulos -30° e 40° , região onde a liberação de calor devido à combustão pode ser visualizada de forma mais clara. Pela taxa de liberação de calor é possível verificar em que intervalo dos ciclos de compressão/expansão ocorrem as maiores liberações de calor, sendo possível destacar o efeito na produção de trabalho útil ao motor.

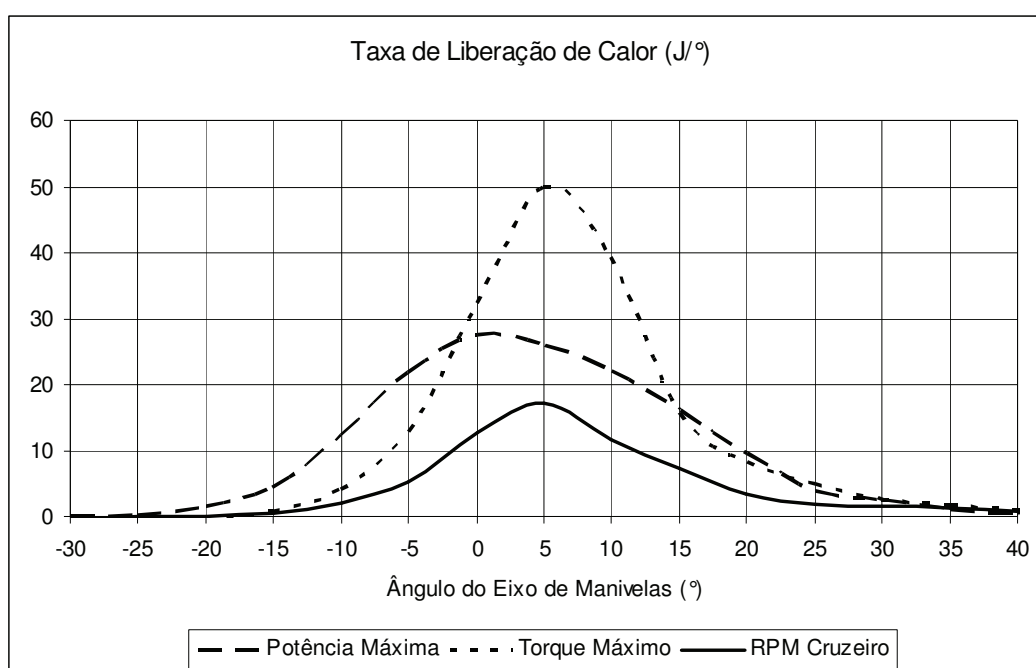


Figura 6.46 – Curvas de taxa de liberação de calor em função do ângulo do eixo de manivelas para o etanol hidratado nos três pontos de operação.

As taxas de liberação de calor alcançaram valores muito mais altos para o ponto de torque máximo do que no ponto de potência máxima. Como o calor total liberado foi relativamente próximo (804J para a potência máxima e 850J para o torque máximo), esse comportamento da curva para o torque máximo pode ser explicado pela menor duração da combustão (ver Item 6.3.4), concentrando a liberação do calor em um intervalo menor de ângulos do eixo de manivelas. Para a potência máxima, a maior duração da combustão significou uma distribuição mais uniforme do calor ao longo do processo, resultando em menores valores máximos

para a taxa de liberação de calor. No ponto de RPM de cruzeiro, a baixa carga utilizada explica as pequenas taxas de liberação de calor encontradas. Soma-se a isso a duração mais prolongada da combustão.

Outra análise que pode ser feita, diz respeito às taxas de liberação observadas antes e após o PMS. Observa-se que a área sob a curva para o ponto de potência máxima é superior àquela relativa ao ponto de torque máximo antes do PMS e inferior após o PMS. Isso indica que houve maior parcela de calor liberado antes do PMS no ponto de potência máxima, enquanto para o ponto de torque máximo a maior liberação ocorreu após o PMS. A liberação de calor antes do PMS não produz trabalho útil ao motor. Por isso, foram observadas maiores pressões médias efetivas no caso de torque máximo, conforme o Item 6.2.7.

6.3.5.1. POTÊNCIA MÁXIMA

As Figuras 6.47 a 6.49 apresentam as curvas de taxa de liberação de calor, duas a duas, para as três configurações de teste no ponto de potência máxima.

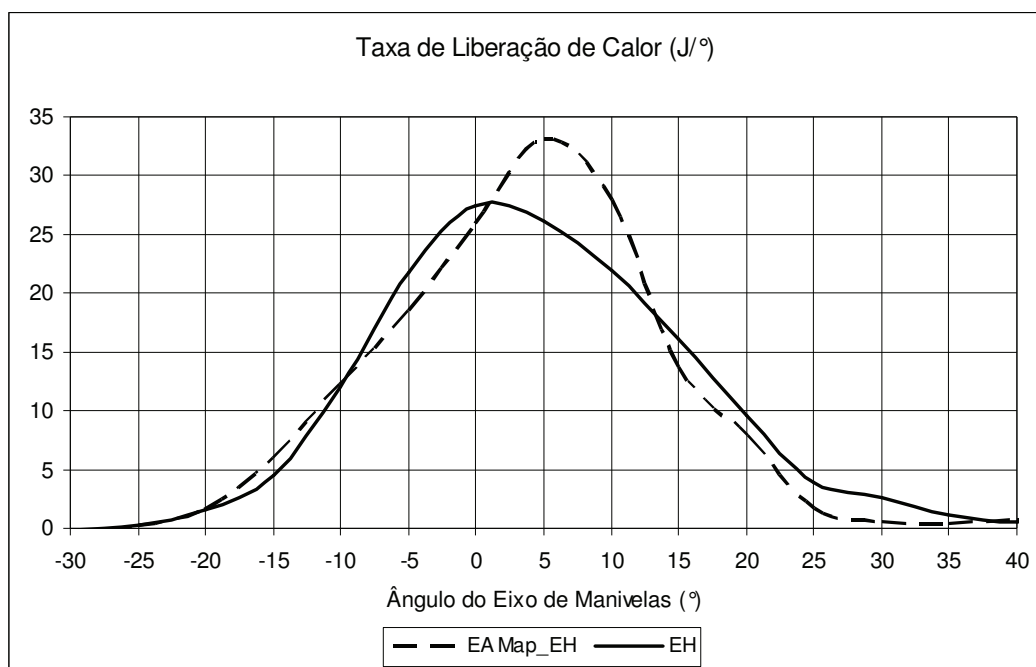


Figura 6.47 – Curvas de taxa de liberação de calor em função do ângulo do eixo de manivelas para as configurações EA Map_EH e EH.

A Figura 6.47 permite a análise do comportamento das taxas de liberação de calor em função do combustível utilizado. Verifica-se uma tendência de formato mais estreito e maiores picos na curva EA Map_EH. Isso se explica pela menor duração da combustão observada para o caso (Tabela 6.4). As maiores taxas observadas para o etanol anidro justificam os melhores resultados de potência, torque, rendimento térmico e pressão média efetiva encontrados para esse combustível em comparação ao etanol hidratado, conforme Item 6.2.

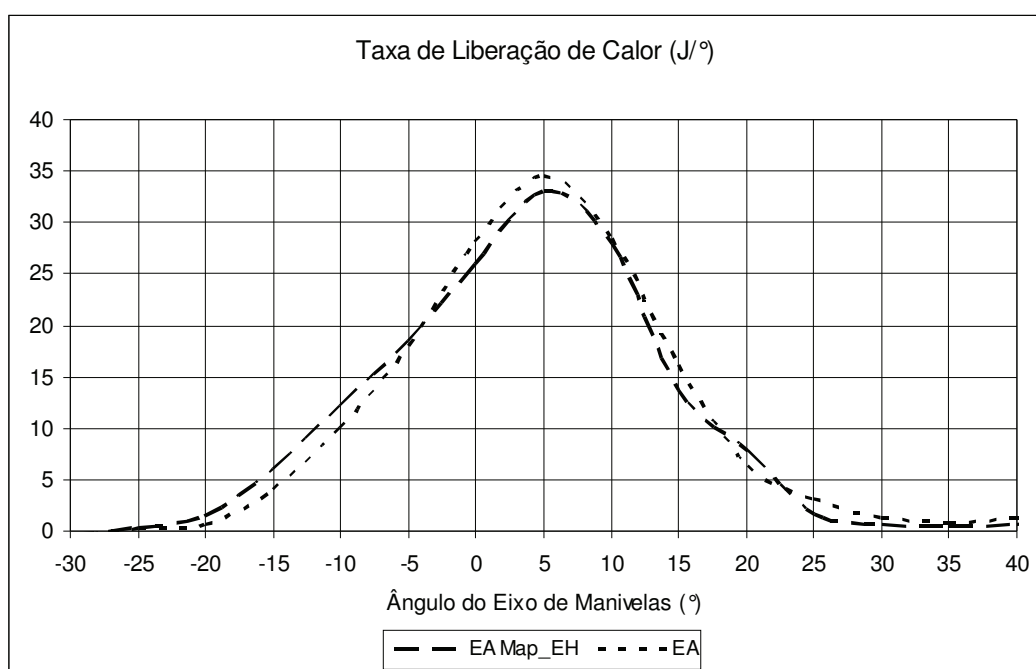


Figura 6.48 – Curvas de taxa de liberação de calor em função do ângulo do eixo de manivelas para as configurações EA Map_EH e EA.

A Figura 6.48 permite a análise do comportamento das taxas de liberação de calor em função do ângulo de avanço de ignição utilizado. Verifica-se um comportamento muito semelhante das duas curvas, com ligeiro deslocamento à direita devido ao maior atraso de ignição do EA, bem como pico levemente superior também para essa curva, devido à menor duração da combustão. No entanto, as pequenas diferenças observadas nas curvas de taxa de liberação de calor não foram suficientes para impactar significativamente os parâmetros de desempenho torque, potência, rendimento térmico e pressão média efetiva, de acordo com o apresentado no Item 6.2.

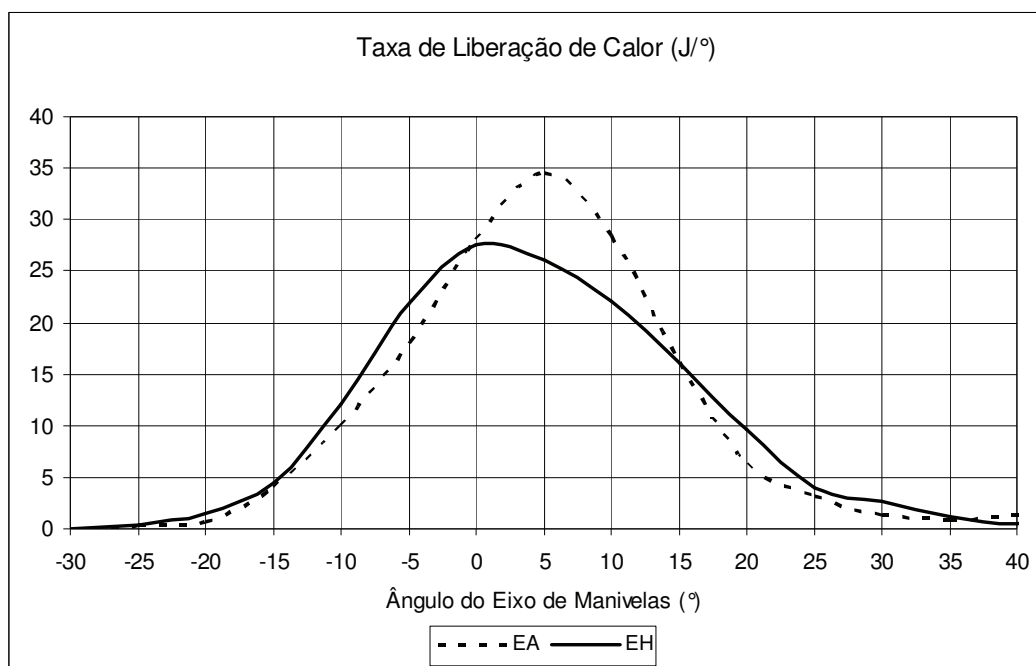


Figura 6.49 – Curvas de taxa de liberação de calor em função do ângulo do eixo de manivelas para as configurações EA e EH.

A Figura 6.49 permite a análise do comportamento das taxas de liberação de calor nas condições ótimas de funcionamento do motor para o etanol anidro e etanol hidratado, combinando os efeitos da mudança do ângulo de avanço de ignição e do combustível. Como observado pela Figura 6.48, a mudança do ângulo de avanço de ignição não gerou impactos significativos na taxa de liberação de calor, de forma que a Figura acima apresenta o mesmo aspecto da figura 6.42. Ou seja, comparando-se essas duas configurações de teste, as diferenças entre as curvas devem-se basicamente à mudança de combustível.

6.3.5.2. TORQUE MÁXIMO

As Figuras 6.50 a 6.52 apresentam as curvas de taxa de liberação de calor, duas a duas, para as três configurações de teste no ponto de torque máximo.

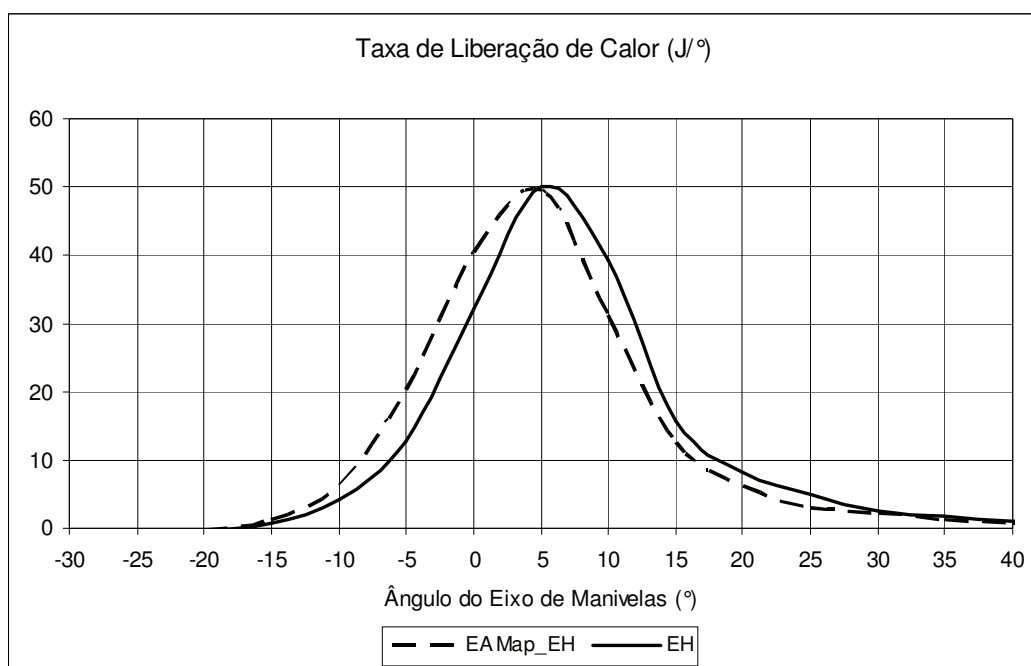


Figura 6.50 – Curvas de taxa de liberação de calor em função do ângulo do eixo de manivelas para as configurações EA Map_EH e EH.

Pela Figura 6.50 é possível analisar as taxas de liberação de calor em função do combustível utilizado. Verifica-se uma tendência de deslocamento à direita na curva EH. Isso se explica pelo maior atraso de ignição obtido para o caso. Também se verifica pico equivalente e maior área sob a curva após o PMS para essa configuração. O calor perdido pela parede do cilindro e a temperatura de escape foram equivalentes nos dois casos (ver Figura 6.39). Esses resultados levam a conclusões de melhor desempenho do motor na configuração EH. Porém, isso não ocorreu, sendo observado o contrário no Item 6.2. Uma hipótese para esse resultado se baseia na possibilidade de parte do calor liberado pelo etanol hidratado ter sido consumida para a vaporização e/ou aumento da temperatura da água contida em sua composição, o que ocorreria em escala bem mais reduzida no etanol anidro, dado seu baixo conteúdo de água. Ou seja, apesar das maiores taxas de liberação de calor após o PMS, o uso do etanol hidratado não resultaria em maior trabalho útil ao motor e, conseqüentemente, os resultados concordariam com aqueles apresentados no Item 6.2. A explicação para essa hipótese ter sido mais evidente no ponto de torque máximo leva em consideração a maior quantidade de calor liberada e o tempo de residência maior dos gases no cilindro.

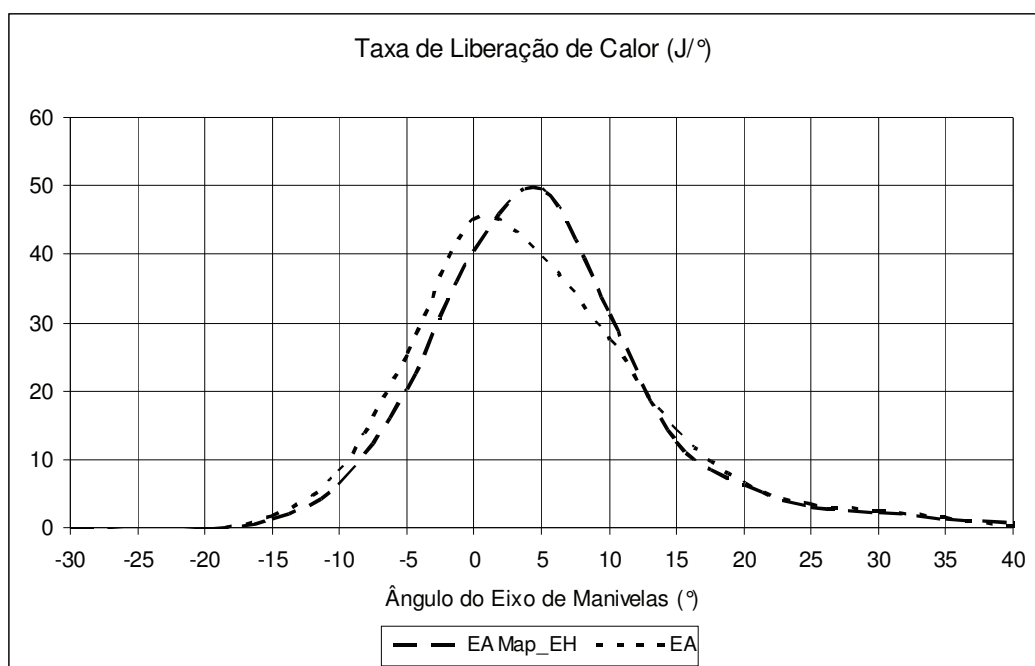


Figura 6.51 – Curvas de taxa de liberação de calor em função do ângulo do eixo de manivelas para as configurações EA Map_EH e EA.

A Figura 6.51 permite a análise do comportamento das taxas de liberação de calor em função do ângulo de avanço de ignição utilizado. Nota-se um ligeiro deslocamento à direita devido ao maior atraso de ignição do EA Map_EH ($2,2^\circ$ a mais), cujo efeito sobrepujou àquele devido à liberação antecipada da centelha ($0,7^\circ$ a menos), bem como pico superior também para essa curva, devido à menor duração da combustão. Esses resultados levam a conclusões de melhor desempenho do motor na configuração EA Map_EH, pois o calor perdido pela parede apresentou valores muito próximos nos dois casos (Figura 6.39), não sendo fonte de redução do trabalho útil para o EA Map_EH. Porém, esse melhor desempenho não ocorreu, sendo observados valores equivalentes de torque, potência, rendimento térmico e pressão média efetiva, de acordo com o apresentado no Item 6.2. Assim como para o caso anterior, a explicação pode ser feita pela hipótese de maior parcela da energia liberada ter sido destinada à mudança de fase/aumento de temperatura da água.

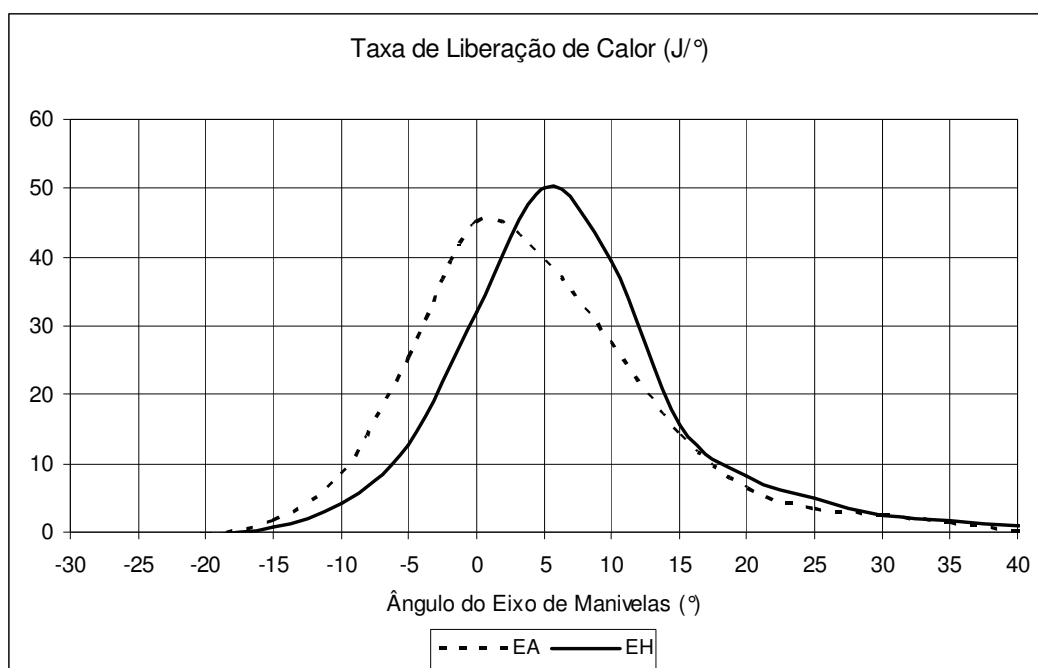


Figura 6.52 – Curvas de taxa de liberação de calor em função do ângulo do eixo de manivelas para as configurações EA e EH.

Pela Figura 6.52 é possível analisar as taxas de liberação de calor nas condições ótimas de funcionamento do motor para o etanol anidro e etanol hidratado, combinando os efeitos da mudança do ângulo de avanço de ignição e do combustível. Verifica-se que a curva do etanol anidro se encontra deslocada à esquerda devido ao seu menor atraso de ignição, conforme Tabela 6.5. Assim como para os casos anteriores, a explicação pode ser feita pela hipótese de maior parcela da energia liberada ter sido destinada à mudança de fase/aumento de temperatura da água.

6.3.5.3. RPM DE CRUZEIRO

As Figuras 6.53 a 6.55 apresentam as curvas de taxa de liberação de calor, duas a duas, para as três configurações de teste no ponto de RPM de cruzeiro.

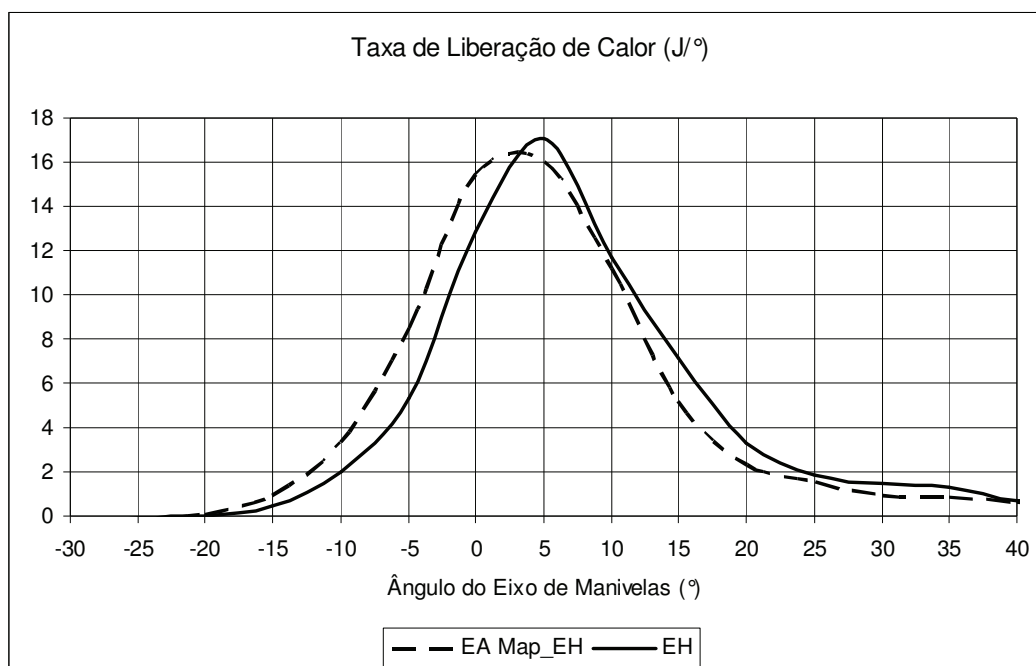


Figura 6.53 – Curvas de taxa de liberação de calor em função do ângulo do eixo de manivelas para as configurações EA Map_EH e EH.

A Figura 6.53 apresenta as taxas de liberação de calor em função do combustível utilizado. Verifica-se uma tendência de deslocamento à direita na curva EH. Isso se explica pelo maior atraso de ignição obtido para o caso. Como o etanol hidratado possui maior área sob a curva após o PMS, consequência também da maior duração da combustão observada, bem como parcela de calor perdido equivalente àquela calculada para o etanol anidro (Figura 6.41) na mesma região, produziu trabalho útil ao motor ligeiramente superior (199J contra 181J), refletindo em potência e torque também ligeiramente superiores aos do etanol anidro. O rendimento térmico e a pressão média efetiva foram equivalentes nos dois casos, conforme demonstrado no Item 6.2.

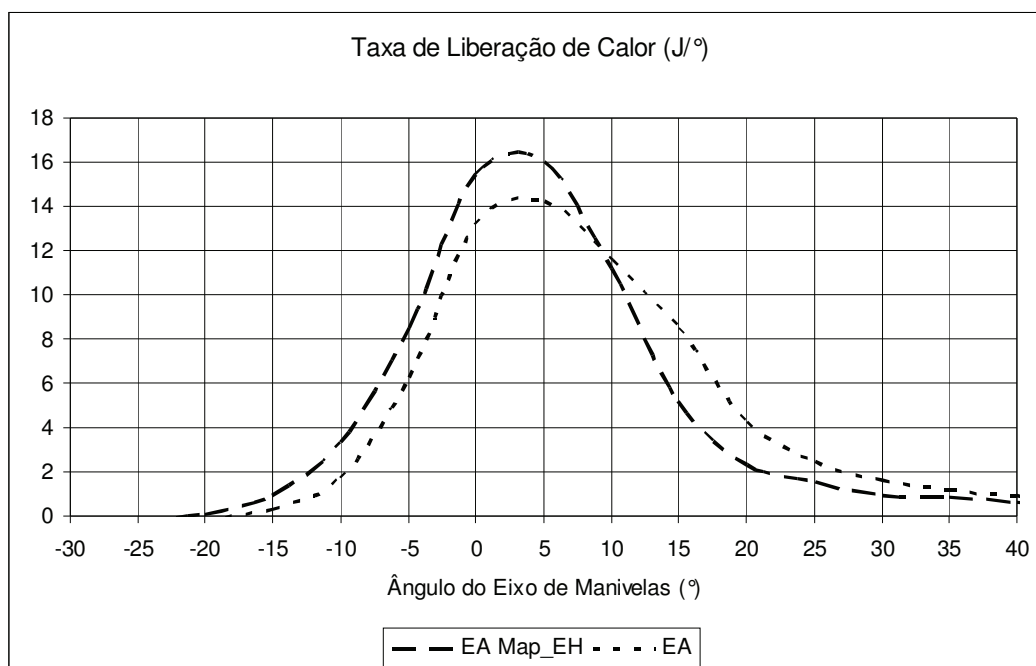


Figura 6.54 – Curvas de taxa de liberação de calor em função do ângulo do eixo de manivelas para as configurações EA Map_EH e EA.

A Figura 6.54 mostra as taxas de liberação de calor em função do ângulo de avanço de ignição utilizado. Observa-se um deslocamento da curva EA à direita devido à liberação da centelha mais tardia em 4°, cujo efeito sobrepujou àquele devido ao maior atraso de ignição do EA Map_EH. Pico superior também pode ser notado para a curva EA Map_EH, devido à menor duração da combustão. No entanto, a maior área sob a curva do EA resultou em maior trabalho útil ao motor (210J contra 181J). Porém, os parâmetros de desempenho torque, potência, rendimento térmico e pressão média efetiva foram equivalentes àqueles calculados para o EA Map_EH, de acordo com o apresentado no Item 6.2. Isso pode se explicar pelas incertezas de medição envolvidas na determinação da taxa de liberação de calor terem sido maiores do que as pequenas diferenças de desempenho observadas.

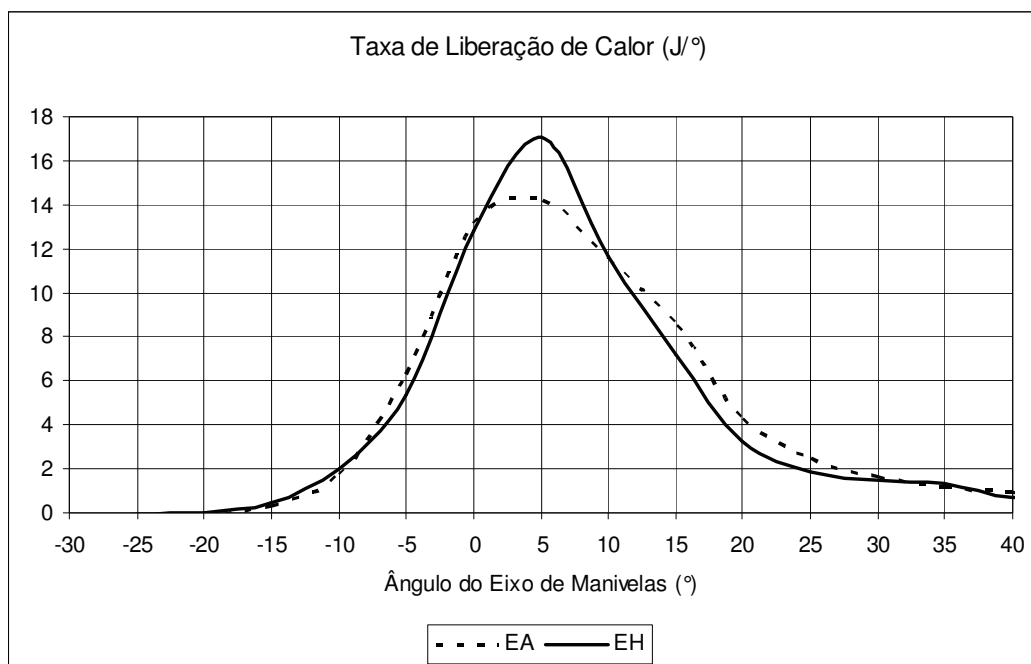


Figura 6.55 – Curvas de taxa de liberação de calor em função do ângulo do eixo de manivelas para as configurações EA e EH.

Pela Figura 6.55 é possível analisar as taxas de liberação de calor nas condições ótimas de funcionamento do motor para o etanol anidro e etanol hidratado, combinando os efeitos da mudança do ângulo de avanço de ignição e do combustível. Verifica-se que a liberação mais tardia em 4° para o EA (24°APMS em vez de 28°APMS) foi compensada por um maior atraso de ignição obtido para o EH (27,1° contra 23,3°), levando a valores máximos em ângulos do eixo de manivela muito próximos nos dois casos. Os maiores picos obtidos para o EH, devido à sua menor duração da combustão, foram compensados pelas menores perdas de calor para a parede do cilindro do EA (Figura 6.41). Dessa forma, são explicados os resultados equivalentes de potência, torque, rendimento térmico e pressão média efetiva nessas duas configurações de teste, conforme demonstrado no Item 6.2.

6.4. COMPARAÇÃO COM RESULTADOS EM VEÍCULOS

Utilizando-se do banco de dados de ensaios do laboratório de ensaios veiculares do CENPES, foi possível estabelecer uma comparação entre os resultados obtidos no presente trabalho com aqueles levantados para veículos flexíveis em

dinamômetro de chassis, em ensaios para medição de retomada de velocidade, emissões de poluentes (ABNT NBR 6601) e medição de consumo (ABNT NBR 7024).

A Figura 6.56 apresenta os resultados percentuais de vantagem/desvantagem de retomada de velocidade relativos a cinco veículos flexíveis testados com etanol anidro em comparação com o etanol hidratado. Os resultados de retomada de velocidade são obtidos pela medição do tempo entre duas velocidades pré-selecionadas, com o veículo em aceleração máxima. Percentuais positivos significam menores tempos para o etanol anidro em relação ao etanol hidratado.

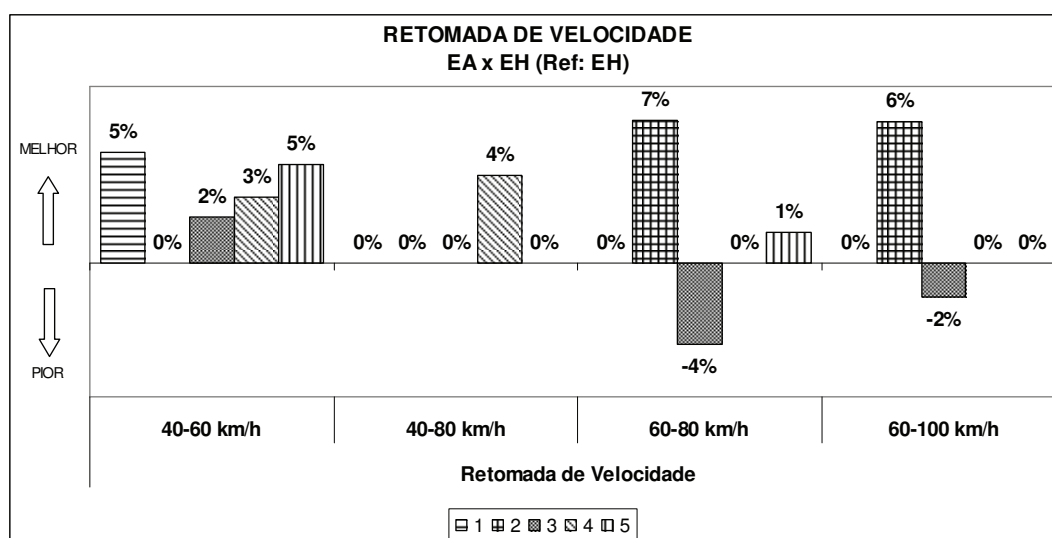


Figura 6.56 – Resultados percentuais de vantagem/desvantagem de retomada de velocidade em veículos flexíveis testados com etanol anidro em comparação com etanol hidratado.

Conforme observado nos resultados obtidos em motor flexível instalado em bancada, os veículos, apesar de terem sido testados em condições transientes, apresentaram a mesma tendência geral de melhor desempenho com etanol anidro observada no motor (ver Figura 6.1).

A Figura 6.57 apresenta o consumo de combustível relativo a cinco veículos flexíveis testados com etanol anidro em comparação com o etanol hidratado.

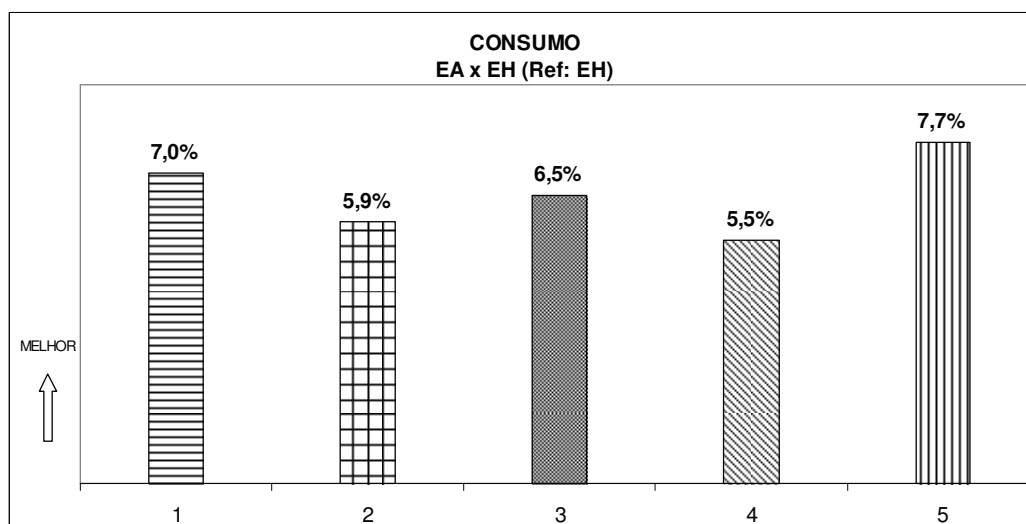


Figura 6.57 – Resultados percentuais de vantagem/desvantagem de consumo de combustível em veículos flexíveis testados com etanol anidro em comparação com etanol hidratado

Conforme observado nos resultados obtidos em motor flexível instalado em bancada, os veículos, apesar de terem sido testados em condições transientes e ciclo de carga diverso, conforme estabelecido na norma ABNT NBR 7024, apresentaram a mesma tendência geral de menor consumo de combustível com etanol anidro (ver Figura 6.5).

A Figura 6.58 apresenta as emissões de poluentes relativas a cinco veículos flexíveis testados com etanol anidro em comparação com o etanol hidratado.

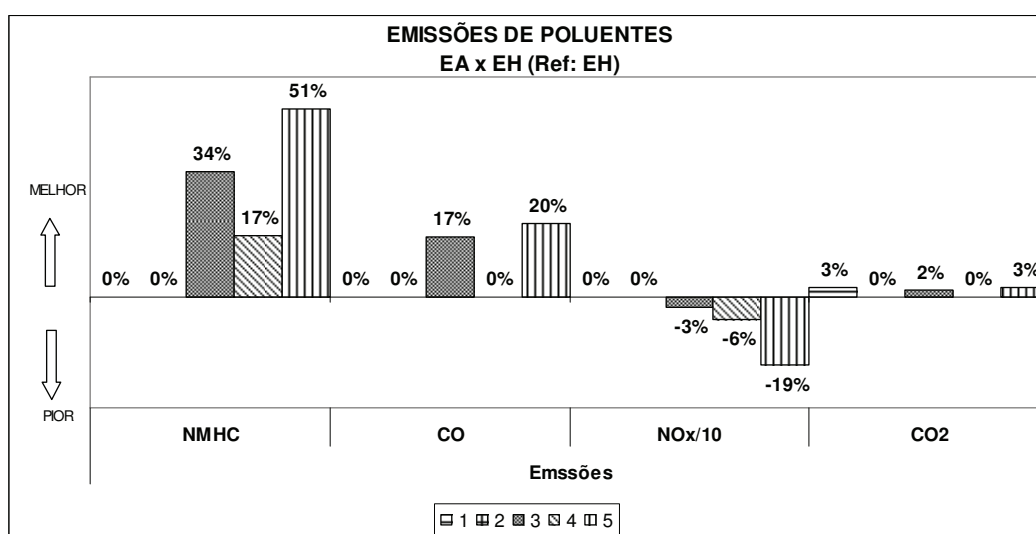


Figura 6.58 – Resultados percentuais de vantagem/desvantagem de emissões de poluentes em veículos flexíveis testados com etanol anidro em comparação com etanol hidratado.

Para as emissões, mesmo considerando que os veículos eram equipados com catalisadores de três vias e que o motor testado teve as suas emissões brutas avaliadas, também foram obtidas as tendências de redução de THC e CO (ver Figuras 6.15 e 6.17), bem como de aumento de NO_x (ver Figura 6.19) para o etanol anidro. Para o CO₂, os resultados foram divergentes (ver Figura 6.21), com tendência de menores emissões de CO₂ nos veículos e maiores no motor flexível. Porém, as diferenças percentuais encontradas foram muito pequenas e deve-se considerar também que os catalisadores dos veículos podem ter alterado as emissões de poluentes com eficiências diferentes para cada combustível, modificando os níveis de CO₂ emitidos pelo motor.