

Estudo experimental e simulação zero-dimensional de desempenho em Motor de Combustão Interna operando com óleo Diesel e etanol

Jean Amadeo Brambila

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
jebrambila@hotmail.com

Guenther C. Krieger Filho

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
guenther@usp.br

Maurício Assumpção Trielli

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
trielli@usp.br

Resumo. Motivado pela grande necessidade da utilização de combustíveis alternativos, o presente trabalho apresenta o estudo experimental e simulação termodinâmica (zero - dimensional) do desempenho de um motor de combustão interna de ignição por compressão utilizando etanol e óleo Diesel. Primeiramente são apresentados definições e conceitos relacionados a motores de combustão interna; a seguir apresenta-se o problema e os objetivos almejados, posteriormente apresentam-se os resultados obtidos em dinamômetro confrontando-os com uma simulação no software Chemkin[®]. Dos resultados obtidos em dinamômetro, destacam-se as comparações das curvas características do motor para ambos os combustíveis. Também é discutida a metodologia empregada e as modificações realizadas. Todas as modificações necessárias foram obtidas de componentes já comercialmente disponíveis. Utilizou-se como facilitador da ignição, para o etanol, o "Princípio do Ponto Quente". As curvas características para ambos os combustíveis foram obtidas segundo a norma NBR-ISO 1585. Mediu-se também, consumo de combustível, pressão na câmara de combustão e temperaturas do sistema. Destes dados obtém-se a comparação da pressão de combustão para os dois combustíveis. É feita também a comparação entre as pressões de combustão obtidas com a simulação termodinâmica. Esses resultados sustentam a viabilidade desta substituição entre os combustíveis e também as dificuldades em se utilizar um combustível alternativo como o etanol nos motores de ignição por compressão

Palavras chave: ciclo diesel, etanol no ciclo diesel, motor de combustão interna

1. Introdução

Devido à situação política e sócio-econômica do mundo atual, a procura por combustíveis alternativos, é crescente em países em desenvolvimento. As oscilações de preço do petróleo, sua demanda elevada e as instabilidades observadas no Oriente Médio, aceleraram as pesquisas nesse segmento, como por exemplo, os motores de combustão interna com ignição por faísca utilizando diferentes combustíveis como fonte de energia.

O foco deste trabalho é o estudo experimental e a viabilidade técnica de aplicação de um combustível alternativo em um motor de ignição por compressão utilizando o etanol como combustível.

No âmbito deste estudo, a intercambiabilidade dos combustíveis levará em consideração algumas alterações físicas no motor e a relação de dependência dos parâmetros mencionados a seguir:

- Perfis de distribuição de pressão na câmara de combustão;
- Início, fim e transiente do processo de combustão, tal como a taxa de liberação de energia térmica ao longo deste processo;
- Ocorrência de detonação ou pré-ignição;
- Consumo de combustível;
- Temperatura dos gases de escape;
- Torque e Potência;

A interdependência destes parâmetros, será investigada por medições experimentais (em bancada dinâmométrica) e também, em análise teórica do ciclo termodinâmico em software (Chemkin[®]). Desta análise, espera-se que se evidencie a viabilidade técnica de substituição do óleo diesel pelo etanol em motores de combustão interna por compressão.

Seguindo a tendência de busca por novas alternativas para os combustíveis fósseis, foi observado um potencial não aproveitado para aplicação do motor por ignição por compressão com combustíveis alternativos como o etanol. Este potencial refere-se à utilização deste modelo de motor em veículos de passeio, o que hoje é muito observado em países

européus. A não ocorrência disto no Brasil deve-se à existência de leis que impedem a utilização de motores alimentados por óleo diesel como combustível em veículos de passeio.

Tendo em vista o rendimento volumétrico superior dos motores de ignição por compressão, comparado aos motores de ignição por faísca, e a legislação vigente no Brasil, buscou-se a implementação do etanol, de ampla produção nacional, como fonte de energia para os motores de ignição por compressão.

Buscando-se enfatizar e obter informações adicionais para este estudo comparativo, utiliza-se também um simulador de motor de combustão interna, para isso, necessita-se de conhecimentos sobre o processo de combustão a ser utilizado nesta simulação. Esta ferramenta de desenvolvimento torna-se cada vez mais utilizada hoje em dia, devido ao crescente desenvolvimento desta área, como por exemplo, o desenvolvimento de novos componentes de motores, novos materiais, etc.

2. Características dos combustíveis utilizados e Metodologia dos ensaios

2.1 Etanol

O etanol ou álcool etílico é líquido, seguro, renovável, de fácil obtenção e transporte. Conforme a porcentagem de água contida no etanol, ele pode receber duas classificações: álcool etílico anidro ou álcool hidratado carburante.

O álcool anidro é aquele praticamente isento de água, ou seja, com teor alcoólico igual ou superior a 99,6% em volume.

O etanol empregado como combustível para motores de combustão é o álcool hidratado, com teor não inferior a 91,1% em massa e nem superior a 93,9%.

O Conselho Nacional do Petróleo, segundo seu regulamento técnico nº 03/79, impõe características básicas ao álcool combustível que vão desde massa específica até teores de outras substâncias orgânicas como ácidos e ésteres.

2.2 Óleo Diesel

A densidade, a volatilidade e a viscosidade têm influência direta na injeção de combustível e na preparação de uma mistura de auto-ignição.

A densidade é muito importante, pois, embora a bomba e os bicos injetores trabalhem com razões volumétricas, é a relação mássica o parâmetro determinante para a combustão. Mudanças na densidade acarretam alterações na combustão que vão além do calor gerado e da razão estequiométrica, causando variações nas emissões que são difíceis de determinar.

O processo de combustão pode ser influenciado pela viscosidade do combustível. Um fluido muito viscoso aumenta as perdas da bomba injetora de forma que a pressão nos bicos injetores é reduzida. Caso o combustível seja menos viscoso, o seu acúmulo na bomba será maior e o fechamento dos bicos atrasará.

2.3 Descrição do método do Ponto Quente

Nos motores ciclo Diesel a ignição espontânea acontece quando o combustível é pulverizado dentro da câmara de combustão, e se inflama, ao entrar em contato com o ar que foi aquecido pela compressão dos pistões. Porém, em algumas situações críticas como marcha lenta, temperatura externa baixa ou o motor frio, a temperatura do ar obtida não é suficiente para inflamar o combustível pulverizado. É nesse momento que se faz necessária a utilização de velas incandescentes, de modo a garantir que a temperatura dentro da câmara de combustão atinja cerca de 850°C com total segurança, mesmo nas piores circunstâncias.

Estudos anteriores (BRUNETTI, 1988) mostram que para a utilização de etanol como combustível de motores de ignição por compressão, a vela incandescente é necessária, mesmo em situações normais de uso. Como o etanol possui uma temperatura de auto-ignição maior que do óleo diesel, a temperatura obtida na compressão não é suficiente para realizar a combustão do combustível. Ao contrário dos motores de ignição por compressão funcionando com óleo diesel, ao utilizar etanol como combustível em motor de ignição por compressão, a necessidade das velas incandescentes operando em praticamente todas as condições é imprescindível. Este conceito se caracteriza pela utilização de velas incandescente para iniciar a combustão do combustível dentro da câmara de combustão. Neste sistema, o combustível é injetado nas proximidades da vela incandescente, inflama-se junto à mesma, propagando a chama no resto da mistura. Essas velas incandescentes são localizadas no centro da câmara de combustão, nas proximidades do jato de combustível gerado pelo bico injetor. As velas incandescente, comercialmente existentes, consistem de um filamento elétrico fabricados com uma liga de cobalto e ferro. Esses filamentos são fixados com pó cerâmico compactado de óxido de magnésio, eletricamente isolante e resistente a vibrações, eliminando a possibilidade de curtos-circuitos que poderiam danificar a vela. O ponto quente formado pela vela incandescente pode atingir uma temperatura de até 1050 °C em um período de 12s, após iniciar a ignição do motor. A corrente de acionamento durante a partida é bastante elevada, cerca de 20A a 22A.

2.4 Ensaios Realizados

Inicialmente os ensaios foram realizados no motor em sua forma original, sem nenhuma alteração dos componentes mecânicos que o descaracterize. Esta ação tem como principal objetivo gerar referências para a análise e a comparação conclusiva entre os resultados obtidos com óleo Diesel e o etanol.

O motor foi mapeado em diversas condições de carga e rotação, onde parâmetros de potência, torque, temperatura, pressões e consumo de combustível foram coletados. Estipulou-se assim a realização de uma curva de desempenho em plena carga e outras três em cargas parciais de 75%, 50% e 25%.

Já com as modificações que se mostraram necessárias e serão descritas posteriormente, foram realizados os ensaios utilizando etanol. O objetivo desta fase é alcançar o desempenho do motor medido na fase anterior com óleo Diesel, alterando os parâmetros de calibração. Desta forma, para cada ponto do mapa com óleo Diesel, serão estudadas as melhores condições de avanço de injeção e débito utilizando etanol, e buscando-se o mesmo desempenho do motor com óleo Diesel.

Como os resultados destes ensaios obteve-se o mapa para o etanol, de modo a possibilitar a comparação entre os parâmetros do motor com ambos os combustíveis.

2.4.1 Aquisição de dados em dinamômetro

A aquisição de dados do motor em questão foi realizada seguindo a NBR ISO 1585, e foram registrados os seguintes dados: hora e data; Rotação; Potência; Torque; Ponto de ignição; Consumo de combustível; Consumo de ar; Tensão nas velas incandescentes; Temperaturas de bulbo úmido do ar de admissão; Temperaturas de bulbo seco do ar e admissão; Temperatura do óleo; Temperaturas dos gases de escape; Temperatura de entrada e saída de água; Temperatura de ar após intercooler; Pressão atmosférica; Pressão de combustão; Pressão de combustível; Pressão de saída do compressor; Pressão de saída do intercooler; Contra pressão de escape; Pressão de água; Pressão do óleo do motor; Relação ar/combustível.

Procedimento para medições: Aquecer o motor; Estabilizar no ponto de rotação; Realizar eventuais ajustes que se fizerem necessários (avanço, débito ou temperaturas); Estabilizar novamente o motor; Realizar a aquisição dos dados descritos acima. Rotações de interesse (rpm): 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2600, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600 e 3800.

3 Desenvolvimento do projeto

3.1 Características do motor

Para a realização dos ensaios e desenvolvimento deste trabalho foi utilizado um motor MWM Sprint. Os principais dados técnicos são descritos a seguir.

Tabela 1. Ficha técnica do motor

MWM Sprint – Ficha técnica		
Modelo		4.07 TCA
Aspiração		Turbo <i>Aftercooler</i>
Disposição / Cilindros		Linha 4
Diâmetro x Curso	mm x mm	93 x 103
Cilindrada Total	Litros	2,8
Taxa de compressão		19:01
Potência	kW(cv)	97(132)
Rotação Pot. Máx.	rpm	3 600
Torque	Nm	333
Rotação Tor. Máx.	rpm	1 800
Norma de Emissões		EURO 2
Peso Seco	Kg	198
Altura	mm	683
Comprimento	mm	618
Largura	mm	503

O motor em estudo é considerado de alta rotação para aplicações no segmento automotivo como vans, *pick-ups* e comerciais leves. O cabeçote do motor possui um sistema de dutos com fluxo cruzado, também conhecido como *crossflow*. O comando de válvulas é posicionado no cabeçote, acionando as 12 válvulas do motor, sendo 3 válvulas por cilindro (duas de admissão e uma de escape). O sistema de injeção é do tipo mecânico, com bomba rotativa.

Os motores MWM Sprint se encontram dentro das legislações EURO I e EPA quanto às exigências de emissão de gases e ruído. Para isso os dutos de admissão de seu cabeçote foram projetados de modo a promover o *swirl* (turbilhamento) dentro da câmara de combustão, melhorando o processo de queima e o rendimento do motor.

O sistema de injeção de combustível do motor utilizado é o de injeção direta. Os bicos injetores de combustível possuem cinco orifícios e os conjuntos porta injetores são de estágio duplo. O motor possui velas incandescentes para a partida em clima frio, desta forma, foram utilizados as posições originais para a instalação das velas incandescente

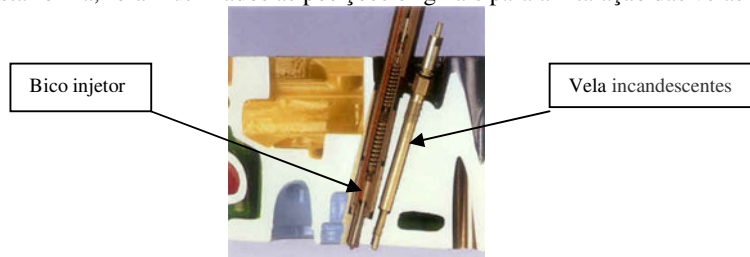


Figura 1. Detalhe do cabeçote em corte

3.2 Dados Técnicos da Bancada Dinamométrica

A seguir um breve relato sobre os equipamentos utilizados para a obtenção dos resultados em bancada dinamométrica, Freio Dinamométrico Fabricante: Asea Brown Boveri – ABB Modelo: Positron II Faixa de trabalho: 0 – 200 kW; 0 – 9 000 rpm, Célula de Carga Fabricante: CELTRON Faixa de trabalho: 0 – 2 260 N Incerteza: $\pm 0,5\%$, Sensores de Temperatura Fabricante: Ecil Modelo: Tipo K Faixa de trabalho: 10 – 50 °C; 60 – 130 °C; 300 – 900 °C Incerteza: $\pm 2,03$ °C; $\pm 2,03$ °C; $\pm 4,13$ °C, Sensores de Pressão Sensor de pressão de combustão Fabricante: KISTLER Transdutor: 6001 Adaptador: 6421 Faixa de trabalho: 0 – 250 ar Incerteza: $\pm 1\%$

3.3 Estudo da quantidade de combustível injetada

Como o etanol possui um PCI (poder calorífico inferior) menor que o do óleo Diesel, para a obtenção de uma mesma quantidade de energia fornecida pela queima do combustível, a vazão fornecida pela bomba injetora de combustível deverá ser aumentada, como mostrado a seguir:

$$\frac{m_{e \text{ tan ol}}}{m_{\text{Diesel}}} = \frac{pci_{\text{Diesel}}}{pci_{e \text{ tan ol}}} = \frac{42600}{27420} = 1,55 \quad (1)$$

Portanto a vazão mássica de etanol fornecida pela bomba injetora deve ser 55% superior à fornecida quando o combustível utilizado for o óleo Diesel. Contudo, a bomba injetora trabalha com características volumétricas do fluido injetado, assim sendo, em uma primeira aproximação o incremento de vazão volumétrica será determinado com uma temperatura de 20 °C para ambos os combustíveis.

A razão entre as vazões volumétricas dos dois combustíveis será:

$$\frac{V_{e \text{ tan ol}}}{V_{\text{Diesel}}} = \frac{m_{e \text{ tan ol}} * \rho_{\text{Diesel}}}{m_{\text{Diesel}} * \rho_{e \text{ tan ol}}} = 1,55 * \frac{0,85}{0,81} = 1,63 \quad (2)$$

Nesses termos a vazão fornecida pela bomba injetora para trabalhar com etanol deverá ser 63% maior do que utilização com óleo Diesel.

3.4 Confirmação da necessidade da vela incandescente

A temperatura de auto-ignição do etanol é maior que a do óleo Diesel, como apresentado acima, devido a esta diferença a utilização de vela incandescente torna-se necessária.

Admitindo que a fase de compressão no motor seja um processo adiabático e reversível, sendo, portanto isentrópico, e que o ar admitido é um gás perfeito, tem-se:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1}, \quad rv = \frac{v_1}{v_2} \quad (3)$$

Portanto:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{1}{rv} \right)^{k-1}, \quad \frac{308,6}{T_2} = \left(\frac{1}{19} \right)^{1,4-1}, \quad T_2 = 1002,1K \longrightarrow 729,1^\circ C \quad (4)$$

De acordo com WYLEN (1998) o valor de k para o ar é 1,40. Sabe-se também que a taxa de compressão do motor é 19:1 e a temperatura do ar de admissão após o intercooler a 1 000 rpm (conforme ensaios realizados) é 47,4 °C (308,6 K).

O processo de troca de energia interna entre o ar admitido e o combustível deve ser considerado como uma situação de condução transiente, onde o combustível sofre uma rápida alteração em sua temperatura de condicionamento. Tais problemas podem ser resolvidos através do Método da Análise Concentrada. De acordo com INCROPERA (2002) para sistemas radiais com convecção tem-se a seguinte expressão para determinação do tempo da troca térmica:

$$t_a = \frac{\rho_{alcohol} * V_{esf} * c_{alcohol}}{h_a * A_{esf}} * \ln\left(\frac{T_i - T_\infty}{T_{ar} - T_\infty}\right) \quad (5)$$

Admitindo que o diâmetro das gotas de combustível ao ser injetado seja 0,1 μm tem-se:

$$V_{esf} = \frac{4}{3} * \pi * r^3, \quad V_{esf} = \frac{4}{3} * \pi * (5 \times 10^{-8})^3 \longrightarrow V_{esf} = 5,23 \times 10^{-22} \text{ m}^3 \quad (6)$$

Assim como:

$$A_{esf} = 4 * \pi * r^2, \quad A_{esf} = 4 * \pi * (5 \times 10^{-8})^2 \longrightarrow A_{esf} = 3,14 \times 10^{-14} \text{ m}^2 \quad (7)$$

De acordo WYLEN (1998) o calor específico do etanol é 2,46 kJ/kgK. Conforme dados coletados para a condição estudada de 1 000 rpm com motor em plena carga, tem-se:

$$t_a = \frac{810 * 5,23 \times 10^{-22} * 2460}{10 * 3,14 \times 10^{-14}} * \ln\left(\frac{25,3 - 580}{760 - 580}\right), \quad t_a = 0,0047 \text{ s} \quad (8)$$

Assim o tempo necessário para que o etanol, ao ser injetado, atinja a temperatura de auto-ignição é de 0,0047 s. Para a mesma condição (1 000 rpm) faz-se a seguinte análise:

$$n = 1000 \text{ rpm} \longrightarrow 16,67 \text{ rps}, \quad n = 6000^\circ / \text{s} \quad (9)$$

A partir das curvas de pressão de combustão, percebe-se que a variação angular do virabrequim entre o início da injeção e o início da queima é cerca de 10°. Desta forma pode-se calcular o tempo máximo necessário para o início da queima.

$$t_{\max} = \frac{10}{6000} \longrightarrow t_{\max} = 0,0017 \text{ s} \quad (10)$$

Comparando-se os dois tempos calculados percebe-se que o etanol necessita de um tempo de troca térmica maior que o máximo para sua combustão. Sendo assim, a temperatura de auto-ignição não é atingida somente com a compressão da mistura, justificando o uso da vela incandescente.

Para o óleo Diesel é possível realizar os cálculos de maneira semelhante. Verifica-se, no entanto, que o tempo de troca térmica é de 0,001 s, atingindo assim a sua temperatura de auto-ignição somente pelo trabalho mecânico de compressão.

3.5 Adaptações realizadas no motor

A premissa deste estudo concentra-se em modificar o menor número de peças possível para efetivar a substituição entre os combustíveis estudados, de modo a possibilitar a conversão de qualquer motor, originalmente de combustão por compressão, para a utilização de etanol através do método do Ponto Quente. Desta forma qualquer alteração que implique em modificações estruturais e/ou de projeto do motor foram evitadas.

Por se tratar de uma pesquisa, obter peças protótipos, diferente das originais, tornaria a execução complicada. Por isso, buscaram-se peças originais já desenvolvidas no mercado. Espera-se que com os resultados e evidências a favor do método, a otimização fique a cargo do fabricante, que certamente terá maiores recursos.

3.5.1 Vela incandescente

A vela incandescente deve ser mantida aquecida em torno de 800 - 900 °C, para que o motor funcione corretamente utilizando etanol. Considera-se como posição mais favorável a vela ser localizada no interior do cabeçote próxima à válvula de escape. Tendo em vista que esta é a região mais quente da câmara de combustão, ela implicará na menor transferência possível de calor das velas para o cabeçote.

Conforme mencionado anteriormente algumas aplicações do motor utilizado possuem velas incandescentes para partida a frio, desta forma o cabeçote já dispõe de furos para sua fixação. Levando em consideração a complexidade do cabeçote e a necessidade descrita no parágrafo anterior, a posição original das velas no cabeçote foram mantidas por minimizar a complexidade e também viabilizar a utilização em uma posição já existente, e que atende as necessidades do método aplicado.

3.5.2 Avanço da bomba injetora

O avanço da injeção é função do retardamento para o início da combustão dentro dos cilindros do motor. Sendo assim, quanto maior o retardamento do combustível utilizado, maior deverá ser o avanço do motor, de modo a manter o desempenho desejado. Como o retardamento químico do etanol é maior que o do Diesel e a combustão se processa por propagação de chama, um avanço maior torna-se necessário.

Como o intuito do trabalho leva em consideração a comparação do motor funcionando com óleo Diesel e com etanol, os testes com o segundo combustível foram iniciados com valores de avanço idênticos ao do motor original. No decorrer dos ensaios, os valores foram ajustados de modo a obter um funcionamento regular, e de desempenho equivalente ao do óleo Diesel.

3.5.3 Bicos injetores

Conforme calculado anteriormente, a quantidade de etanol a ser injetada na câmara de combustão é maior em comparação a de óleo Diesel. Os bicos utilizados originalmente possuem uma limitação quanto à vazão de combustível.

De modo a evitar, ou amenizar, eventuais problemas de cavitação nos bicos injetores devido ao acréscimo de combustível injetado, serão utilizados bicos de maior vazão, que atendam as necessidades de combustível ao funcionar com etanol.

Um fator decisivo no bom desempenho das velas incandescentes é a sua posição em relação aos jatos de combustível. De acordo com BRUNETTI (1988), o jato não deve incidir diretamente na vela, para não provocar o seu resfriamento, nem passar a uma distância muito grande, pois aumenta o retardamento químico de combustão da mistura.

Sabe-se então que o jato deve ser direcionado para zona de ar aquecida pela vela incandescente. Com o objetivo de simular a influência da posição dos jatos foi montada uma bancada de ensaio. Em um cabeçote de testes foram montados os bicos injetores de maior vazão e a vela incandescente. Após o aquecimento da vela, o etanol foi injetado através dos bicos com o auxílio de uma bomba injetora manual. O combustível foi pulverizado e ao passar na região de calor da vela é aquecido e entra em combustão. Este procedimento foi repetido para diversas posições do bico injetor, verificando sua influência na queima do combustível. Não se percebeu nenhuma relação entre a posição do bico injetor e da vela aquecedora que fosse significativa. Vale ressaltar que estes ensaios foram realizados em bancada com condições ambiente, o que não reflete as condições internas do motor.

3.5.4 Controle da temperatura da vela incandescente

De acordo com a conclusão do item 3.5.1, a temperatura da vela incandescente deve permanecer em torno de 850 °C. Devido à variação das cargas e rotações durante o funcionamento do motor, as velas incandescentes estarão submetidas a diferentes condições de trabalho. Isso ocorre, pois a temperatura dos gases em altas cargas e rotações é elevada, enquanto que para cargas parciais e baixas rotações essa temperatura tende a abaixar.

Portanto para manter sua temperatura próxima da ideal, faz-se necessário um controle externo. Caso contrário, a vela incandescente estaria sujeita a trabalhar em temperatura baixa em regime de baixas rotações ou em temperatura muito alta em regime de altas rotações, fato que poderia danificar ou até mesmo queimar a vela incandescente.

Sendo assim, foi montado um circuito externo para alimentar eletricamente as quatro velas do motor, possibilitando a variação da tensão de trabalho. Esse circuito é composto de dois trafos, um retificador de frequência, um interruptor e uma placa de controle. Um dos trafos tem como função reduzir a tensão de entrada de 220 V para a tensão nominal de 110 V da placa de controle, enquanto que o outro de maior capacidade reduz a tensão de 220 V para 12 V. Tendo em vista que a vela incandescente deve trabalhar com corrente contínua, a ponte retificadora foi instalada com o objetivo de corrigir a corrente de alternada para contínua. Já a placa de controle possibilita a regulação da tensão de alimentação que passa pela ponte retificadora e por sua vez alimenta a vela incandescente.

A utilização deste circuito de controle e alimentação externa impossibilitaria a aplicação deste motor em veículos. Porém, após o mapeamento das temperaturas em função da carga e da rotação do motor, este circuito pode ser substituído por um outro mais simples, ligado diretamente na bateria do motor. O controle da tensão de alimentação das velas seria somente função da condição do motor (carga/rotação) podendo assim ser automatizado.

4. Descrição dos dados coletados

Operou-se o motor utilizando óleo Diesel como combustível de modo a gerar parâmetros de comparação. Realizou-se medições de quatro curvas, sendo uma de plena carga e as outras três de cargas parciais.

As três últimas indicam o comportamento do motor quando em funcionamento com 75%, 50% e 25% de sua potência em plena carga (100%).

Após o término dos ensaios com óleo Diesel, modificou-se o motor para operar com etanol. Deu-se então início aos ensaios de desenvolvimento do motor utilizando etanol. Além das quatro curvas semelhantes às com óleo Diesel, foram também realizados um ensaio de potência máxima para o etanol.

4.1 Curvas Características comparativas entre o Etanol e o óleo Diesel

Apresenta-se as curvas de torque, potência e consumo específico, além de avanço e relação ar/combustível. Deve-se ressaltar que o objetivo durante a calibração do motor nestas condições foi o consumo de combustível, ou seja, os valores de avanço apresentados se mostraram como os melhores para tal.

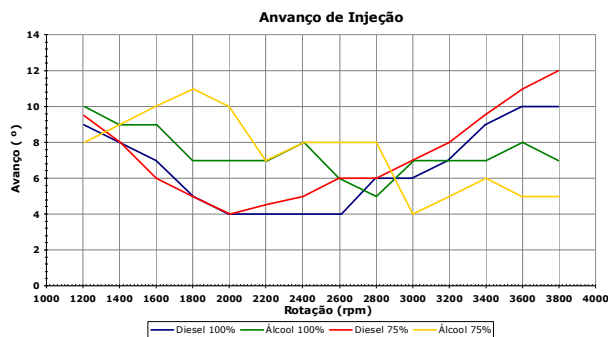


Figura 2. Gráfico comparativo do avanço de injeção para álcool e óleo Diesel

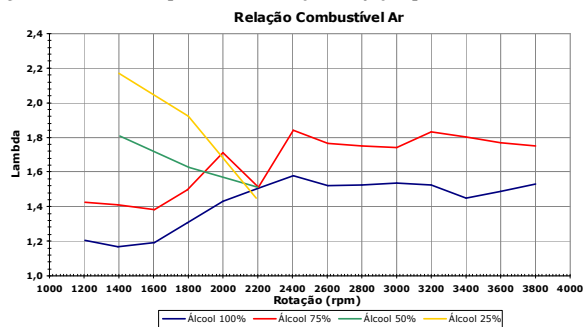


Figura 3. Gráfico dos valores da relação ar/combustível para álcool

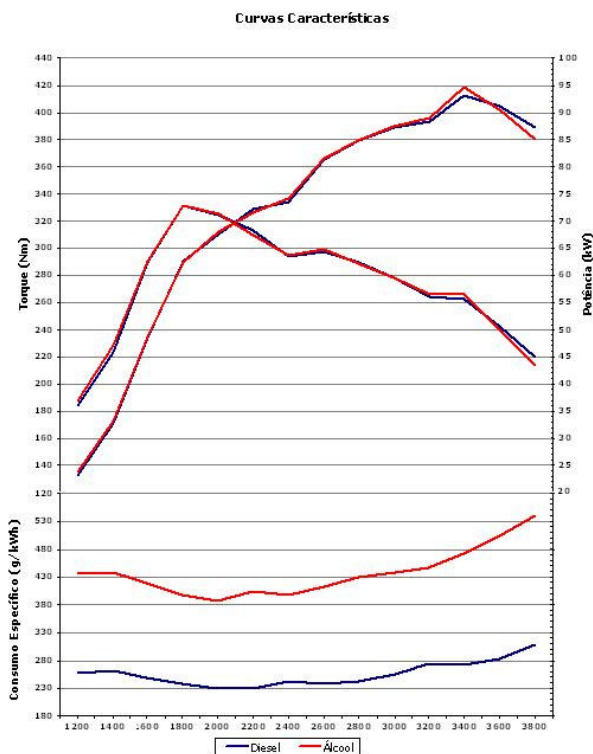


Figura 4. Gráfico das curvas características com óleo Diesel e com álcool

4.2 Comportamento dos parâmetros medidos em Dinamômetro

4.2.1 Temperaturas

A seguir apresentam-se as curvas de diversas temperaturas do motor durante o funcionamento com álcool.

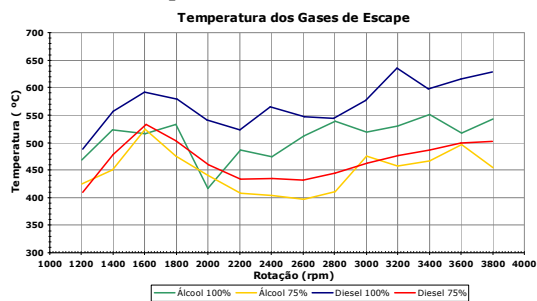


Figura 5. Gráfico comparativo das temperaturas de gases de escape para álcool e para óleo Diesel

4.2.2 Pressão de Combustão

Após realizar as curvas de desempenho, que determinaram a melhor condição para cada rotação, obteve-se as curvas de pressão de combustão em plena carga no mesmo cilindro e através dos mesmos meios onde anteriormente foram feitas as medições que tinham o óleo Diesel como combustível. A seguir apresentam-se as curvas de pressão comparativas para as rotações de torque, potência e pressão máxima.

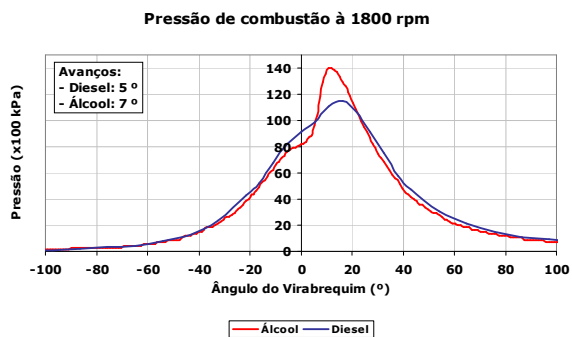


Figura 6. Gráfico comparativo da pressão de combustão na rotação de torque máximo (1 800 rpm)

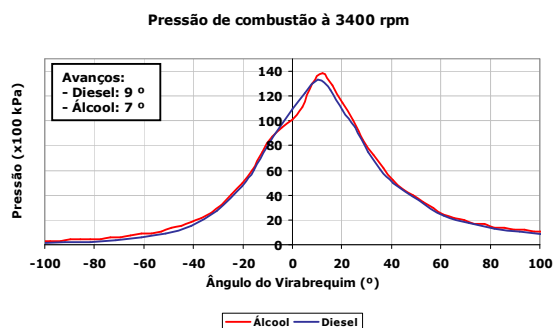


Figura 7. Gráfico comparativo da pressão de combustão na rotação de potência máxima (3 400 rpm)

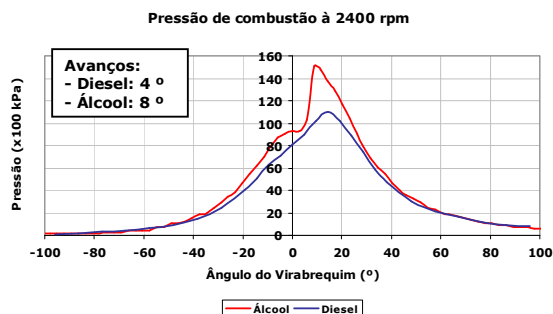


Figura 8. Gráfico comparativo da pressão de combustão na rotação de máxima pressão (2 400 rpm)

Todos os pontos de máxima pressão no cilindro (para cada rotação e para cada um dos combustíveis) foram plotados no gráfico da figura 9 para melhor visualização do comportamento dos picos de pressão e comparação dos resultados obtidos.

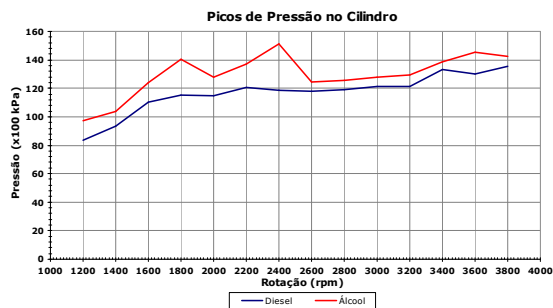


Figura 9. Gráfico comparativo dos picos de pressão no primeiro cilindro

4.2.3 Rendimento Global

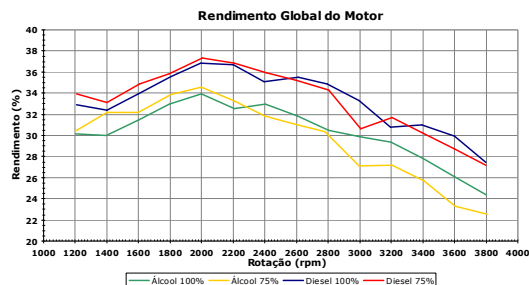


Figura 10. Gráfico comparativo do rendimento do motor

5. Descrição do software Chemkin® usando o HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition Engines)

O software Chemkin® foi desenvolvido para modelar diversas configurações de reações químicas de fluxo. Uma de suas aplicações é para a simulação de modelos de motores de combustão interna.

O modelo HCCI é um modelo relativamente simples para a simulação de motores de combustão interna, o grande apelo do HCCI é o grande potencial como ferramenta auxiliar nos estudos de modelos de emissões de poluentes e também de consumo de combustíveis.

Alguns dos parâmetros deste software serão descritos a seguir: O modelo considera para o HCCI como sendo um **sistema fechado**, ou seja, a simulação somente é válida dentro do período quando ambas as válvulas de admissão e escape estão fechadas. Existe a possibilidade de configurar o parâmetro de transferência de energia para a parede do cilindro como **adiabática**, ou seja, sem nenhuma transferência de calor, ou ainda com a transferência de energia do interior do cilindro para a parede do cilindro sendo considerada pelo equacionamento de “**Woschini**”. Para o modelo utilizado foi considerado a correlação de “**Woschini**”, pois este estima com maior precisão a transferência de calor dos gases dentro do cilindro.

É importante lembrar que este simulador não leva em consideração os fenômenos físicos da turbulência, que acontecem em grande escala nas câmaras de combustão dos motores de combustão interna. Porém, como desenvolvimento inicial, é bastante considerável seu resultado, para orientar e viabilizar um projeto desta natureza.

5.1 Curvas comparativas de pressão de combustão

A seguir a comparação entre os dados obtidos em dinamômetro e no simulador Chemkin®

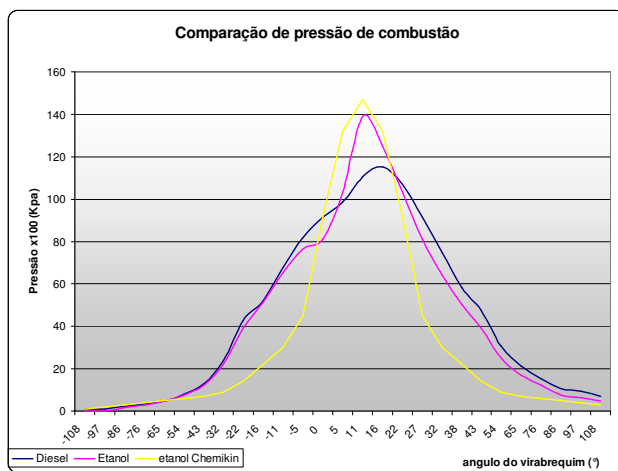


Figura 11. Gráfico comparativo de pressão de combustão interna utilizando etanol, óleo Diesel no dinamômetro e a simulação com etanol

Percebe-se uma grande proximidade entre os valores obtidos em dinamômetro e os valores obtidos na simulação, confirmando assim a semelhança entre a simulação e a bancada de teste. Assim, pode-se utilizar este recurso para obter outros parâmetros como, por exemplo, dados de emissões de poluentes.

6. Conclusões

O estudo teórico e experimental apresentado sugere a viabilidade técnica de um motor de combustão por compressão operando com etanol como combustível alternativo. Entretanto, ainda são necessários alguns desenvolvimentos na calibração do motor para o correto funcionamento em cargas parciais. Também cabe ressaltar, que a durabilidade dos componentes mecânicos não foi avaliada e seguramente desenvolvimento tecnológico nesta área também será necessária.

O gráfico da figura 10 evidencia que há uma significativa queda no rendimento global do motor quando esse opera com etanol, isso se deve a alguns fatores, como por exemplo, a significativa diferença entre os consumos de combustível devido a grande diferença de PCI (poder calorífico inferior) entre os dois combustíveis e a perda de rendimento volumétrico. A necessidade de aumentar a temperatura do ar de admissão para o etanol contribui para a diminuição do rendimento volumétrico quando operado com este combustível, devido à densidade do ar ser inversamente proporcional à temperatura.

A análise do gráfico apresentado na figura 4 sugere que, conforme previsto anteriormente, o consumo específico do motor funcionando com etanol é maior comparando-o ao do Diesel. Entretanto, nos testes em dinamômetro observou-se um consumo em média 71% maior, enquanto que o valor calculado era de 63 % para a mesma condição, essa divergência ocorre pois a hipótese de cálculo adotada, não leva em consideração diversos efeitos, como por exemplo a turbulência na câmara de combustão, a dissipação de energia para as paredes do cilindro, entre outros efeitos que acontecem na prática.

Entendendo a importância da força exercida no pistão para o dimensionamento de motores de combustão interna e observando o gráfico comparativo de picos de pressão no cilindro (figura 9), pode-se concluir que serão necessários ensaios de durabilidade em um desenvolvimento posterior, se for desejada a aplicação comercial desse motor operando com etanol. Outro fator que pode ser observado em algumas das curvas de pressão de combustão apresentadas, é uma variação abrupta da pressão até atingir seu ponto máximo. Esse fator pode indicar a ocorrência de detonação no motor. A queima do combustível neste caso ocorre atrasada, sendo assim, a quantidade de etanol é injetado em excesso e sua combustão ocorre repentinamente, gerando um pico de pressão.

Os avanços de injeção ideais para o etanol, determinados durante os ensaios, foram em geral maiores do que os do óleo Diesel, adotados pelo fabricante do motor. Para rotações mais elevadas, a regulagem de avanço existente na bomba não permitiu a obtenção de um maior de avanço de injeção, com o qual o consumo do motor poderia ser menor ou a pressão de combustão mais estável (sem ocorrência de detonação).

Os dados comparativos obtidos com as simulações versus a condição real do motor utilizando etanol e óleo Diesel, reproduz os resultados obtidos para a pressão de combustão do motor e são bastante similares, com isso, pode-se utilizar esta simulação para outras finalidades, como por exemplo, o estudo de emissões de gases entre os dois modelos utilizando óleo Diesel e etanol. Assim a simulação se mostra como uma ferramenta importantes para o desenvolvimento destes modelos sugeridos.

7. Referências Bibliográficas

BRUNETTI, Franco. Utilização de Etanol em Motores Diesel pelo método do Ponto Quente. São Paulo, SP: 1988. Relatório N. 105/88. 157p.

BRUNETTI, Franco; GARCIA, Oswaldo. Motores de combustão interna. São Paulo, SP: 1992. 2ª edição 367p.

GUIBET, Jean-Claude; FAURE-BIRCHEM, Emmanuelle; LEVY, Raymond H. Fuels and Engines; technology, energy and environment. Paris: Technip, 1999. volume 1 313p.

INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. Fundamentos de transmissão de calor e de massa. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2002. 5ª edição 698p.

PENIDO FILHO, Paulo. O álcool como combustível; detenção e aplicação nos motores. São Paulo, SP: Nobel, 1981. 265p.

TAYLOR, Charles F. Análise dos motores de combustão interna. São Paulo, SP: Edgar Blücher, 1971. volume 1 558p.

TAYLOR, Charles F. Análise dos motores de combustão interna. São Paulo, SP: Edgar Blücher, 1976. volume 2 531p.

TRÍBOLI, Edson P. D. R. Apresentação e editoração eletrônica de trabalhos acadêmicos: comentários sobre os elementos da NBR 14724 e suas construções com auxílio do Word. São Caetano do Sul, SP: Escola de Engenharia Mauá, 2004. 115p.

WYLEN, Van; SONNTAG; BORGNACKE. Fundamentos da Termodinâmica. São Paulo, SP: 1998. 537p.

EXPERIMENTAL STUDY AND ZERO DIMENSIONAL SIMULATION OF THE PERFORMANCE IN AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE FUELED WITH DIESEL AND ETHANOL

Jean Amadeo Brambila

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
jebrambila@hotmail.com

Guenther C. Krieger Filho

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
guenther@usp.br

Mauricio Assumpção Trielli

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
trielli@usp.br

Abstract: Due to a huge necessity to use alternatives fuels, this paper presents an experimental investigation and thermodynamics simulation (zero-dimensional) of the performance in an internal combustion engine with compression ignition working with ethanol and Diesel. First of all some definitions and concepts related to internal combustion engines are given. Following this, an explanation of the problem and the goals are exposed; after that the dynamometer data have been presented and compared with engine simulation carried out with Chemkin[®]. From the dynamometer data, power curves for both fuels can be highlighted. The applied methodology and technical modifications are also presented. All changes proposed in the engine are based on commercial components. To facilitate the ignition of the charge, the glow plugs principle was used. Dynamometer tests were carried out according to norms NBR ISO 1585. Fuel consumption, chamber pressure and temperatures were also acquired. From these data combustion pressure for both fuels are compared. The experimental pressure is compared also to the results obtained with the thermodynamics simulation. The present results show the possibility of interchangeability between the ethanol and diesel in a compression ignition engines

Keywords: diesel cycle engine, diesel cycle, diesel cycle working with ethanol