

ANÁLISE QUALITATIVA DO CICLO REAL E TEMPO DE COMBUSTÃO EM UM MOTOR PADRÃO ASTM-CFR OPERANDO COM MISTURA DE GASOLINA E ETANOL HIDRATADO

Laércio Malfatti, laercio.malfatti@ufrgs.br

Pedro Barbosa Mello, mello@mecanica.ufrgs.br

Fabiano Disconzi Wldner, wildner66@yahoo.com.br

Serguei Nogueira da Silva, sergueisilva@yahoo.com.br

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rua Sarmiento Leite, 425 – Porto Alegre/RS

Resumo: O objetivo dos ensaios reside na análise qualitativa do ciclo real e do tempo de combustão em um motor padrão ASTM-CFR. O motor foi instrumentado para a aquisição da variação da pressão no interior da câmara de combustão, da variação do volume da câmara de combustão e do momento da centelha de ignição. Foram ensaiadas 3 relações de compressão e 3 razões de mistura, para 6 combustíveis: gasolina comum tipo C, álcool etílico hidratado combustível (AEHC) e AEHC adicionado à gasolina comum tipo C em 20%, 40%, 60% e 80%. A variação da pressão no interior da câmara de combustão e o momento da centelha de ignição foram determinados com a utilização da base angular e com variação da relação volumétrica de compressão e da razão de mistura. Os resultados obtidos indicam que a duração da combustão aumenta com o aumento da razão de mistura e diminui com o aumento da relação volumétrica de compressão. Verificou-se que a amplitude da pressão, no interior da câmara de combustão, se comporta inversamente à duração da combustão. Mostrou-se que o aumento da razão de mistura implica na redução do trabalho líquido entregue ao êmbolo ao longo de todo o ciclo do motor. Opostamente ocorre com o aumento da relação volumétrica de compressão, que implica no aumento do trabalho líquido por ciclo. Concluiu-se que o máximo valor para o trabalho líquido ao longo de todo o ciclo foi obtido para a maior relação volumétrica de compressão e a menor razão de mistura, para o AEHC adicionado à gasolina comum tipo C em 80%. Por outro lado, o mínimo valor para o trabalho líquido ao longo de todo o ciclo foi obtido para a menor relação volumétrica de compressão e a maior razão de mistura dos ensaios, para o AEHC.

Palavras-chave: Ciclo real, duração da combustão, variação da pressão, diagrama pressão-volume, trabalho líquido

1. INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna têm o propósito de gerar energia, através da conversão de energia química, contida no combustível, em calor e o calor, assim produzido, em trabalho mecânico. A conversão da energia química em calor é realizada através da combustão, enquanto a conversão subsequente em trabalho mecânico é realizada permitindo-se que a energia do calor aumente a pressão dentro de um meio, que então realiza o trabalho na medida em que se expande, conforme Bosch (2005).

De acordo com Giacosa (1988), nos motores de combustão interna, o fluido de trabalho que lhes permite o funcionamento pode ser líquido ou gasoso. A transformação da energia calorífica em trabalho ocorre através da combustão, tanto de combustível líquido, quanto gasoso.

Gupta (2006) defende que a duração da combustão está relacionada, principalmente, com a velocidade de propagação da chama, com a relação volumétrica de compressão, com a razão de mistura, com a turbulência no interior da câmara de combustão e com o tipo de combustível. Sendo menor a duração da combustão, maior será a velocidade de propagação da chama. Neste sentido, quanto maior a velocidade de queima da mistura ar-combustível, menor o trabalho negativo no ciclo.

Dados de pressão do gás no cilindro, durante o ciclo operacional dos motores, podem ser usados para calcular o trabalho transferido do gás para o êmbolo. O trabalho por ciclo é obtido pela integração da área fechada da curva do diagrama $p - v$ para todo o ciclo. O diagrama $p - v$ é o diagrama das pressões medidas no cilindro. As curvas traçadas se referem aos eixos de coordenadas, cujas abscissas representam espaços percorridos pelo êmbolo, portanto os volumes, e cujas ordenadas representam as pressões.

O trabalho líquido por ciclo se refere ao trabalho entregue para o êmbolo durante os quatro tempos, ou ao trabalho bruto por ciclo menos o de bombeamento.

Gupta (2006) argumenta que a mistura ar-combustível tem efeito nos diagramas $p - v$. A razão de mistura da carga influencia a razão da combustão e a quantidade de calor envolvido. Quando a mistura é empobrecida, ou mais enriquecida, a velocidade da chama diminui. Mistura pobre libera menos energia térmica, resultando em baixa temperatura da chama e, por conseguinte, menor velocidade da chama.

O objetivo deste trabalho é analisar, qualitativamente, o ciclo real e o tempo de combustão em um motor padrão CFR, operando com gasolina comum tipo C e álcool etílico hidratado combustível.

Os ensaios, realizados em motor padrão ASTM-CFR, envolvem os dois combustíveis típicos para motores de automóveis no Brasil: a gasolina comum tipo C e o álcool etílico hidratado combustível (AEHC). Além destes, os resultantes da adição de 20%, 40%, 60% e 80% de AEHC na gasolina comum tipo C.

2. DURAÇÃO DA COMBUSTÃO

A duração da combustão está relacionada com a velocidade de propagação da chama, com a relação volumétrica de compressão, com a razão da mistura, com a turbulência no interior da câmara de combustão e com o tipo de combustível, entre outros fatores. Sendo menor a duração da combustão, maior será a velocidade de propagação da chama. Neste sentido, quanto maior a velocidade de queima da mistura ar-combustível, menor o trabalho negativo no ciclo. Isto se deve ao fato de que o tempo de compressão da mistura, já em combustão, antes do ponto morto superior, é menor.

Segundo Giacosa (1988), se a mistura não estiver em movimento, a chama se propaga a uma velocidade inesperadamente baixa. A máxima velocidade laminar, isto é, o limite da frente de chama plana e estável, é usualmente alcançada próxima da estequiometria e sua diminuição ocorre com razões de mistura pobres. A velocidade de propagação laminar aumenta junto com a temperatura inicial da mistura ar-combustível e diminui, quando a diluição com gases é aumentada.

É de grande importância para o rendimento do ciclo o momento em que começa a combustão e o tempo necessário para esta completar-se. A combustão não se produz instantaneamente no PMS como está previsto no ciclo ideal, sendo que começa um pouco antes e se desenvolve até um pouco depois do PMS. Por isto, refere Giacosa (1988), a pressão rumo ao final do ciclo de compressão aumenta, incrementando o trabalho de compressão, e diminui no começo do ciclo de expansão, reduzindo o trabalho útil.

Como parâmetro comparativo, a duração da combustão pode ser definida como o ângulo da árvore de manivelas entre o início da centelha e o pico de máxima pressão no interior da câmara de combustão. Esta condição está delimitada pelas hipóteses: a combustão inicia com a centelha da vela de ignição e a combustão termina no pico de máxima pressão no interior da câmara de combustão.

A razão de mistura ar-combustível é outro parâmetro de relevante importância na propagação da chama. No caso dos combustíveis líquidos, a velocidade de propagação da chama alcança seu máximo valor quando a relação ar-combustível for mais rica que a estequiométrica. Todavia, se for demasiadamente rica, a velocidade de propagação da chama diminui.

3. TRABALHO POR CICLO NO DIAGRAMA $p - v$.

O diagrama $p - v$ é o diagrama das pressões medidas no cilindro. As curvas traçadas se referem aos eixos de coordenadas, cujas abscissas representam espaços percorridos pelo êmbolo, portanto os volumes e as ordenadas representam as pressões.

Heywood (1988) cita que os dados de pressão do gás no cilindro, durante o ciclo operacional dos motores, podem ser usados para calcular o trabalho transferido do gás para o êmbolo. O trabalho por ciclo é obtido pela integração da área fechada da curva do diagrama $p - v$ para todo o ciclo, cuja expressão é dada pela Eq. (1).

$$W_{c,i} = \int p dV \quad (1)$$

sendo $W_{c,i}$ o trabalho por ciclo medido em Joule (J), p a pressão medida em Pascal (Pa) e v o volume medido em metros cúbicos (m^3).

Para motores de ciclo de quatro tempos, o trabalho bruto por ciclo $W_{c,ig}$ é definido como o trabalho entregue para o êmbolo, somente nos tempos de compressão e expansão (trabalho positivo). O trabalho líquido por ciclo $W_{c,in}$ se refere ao trabalho entregue para o êmbolo durante os quatro tempos, ou ao trabalho bruto por ciclo menos o trabalho de bombeamento (trabalho negativo). O trabalho de bombeamento W_F se refere ao trabalho transferido entre o êmbolo e os gases, durante os processos de admissão e descarga.

Ainda de acordo com Heywood (1988), o trabalho de bombeamento será transferido para os gases do cilindro, se a pressão durante a admissão for menor que a pressão durante a descarga. Esta é a situação que, naturalmente, corre com os motores aspirados. O trabalho de bombeamento será transferido dos gases do cilindro para o êmbolo se a pressão da descarga for menor que a pressão de admissão. Este caso, normalmente, ocorre com os motores superalimentados.

Assim, o trabalho líquido por ciclo pode ser representado pela Eq. (2).

$$W_{c,in} = W_{c,ig} - W_F \quad (2)$$

É oportuno mencionar um aspecto em que o ciclo real difere do ciclo ideal: durante o curso de admissão a pressão, no cilindro é inferior àquela tida durante o curso de descarga. De regra, durante a admissão a pressão é inferior à atmosférica e durante a descarga é superior. Por conta disso, cria-se no diagrama do ciclo real uma área negativa que corresponde ao trabalho perdido, ou de bombeamento.

Giacosa (1988) cita que, no curso de compressão, o trabalho é realizado sobre o fluido de trabalho e é considerado negativo. Na expansão o trabalho é realizado pelo fluido de trabalho, isto é, pelos gases da combustão, e é considerado positivo.

A partir dos diagramas $p - v$ gerados durante os ensaios, as áreas correspondentes ao trabalho bruto por ciclo foram integradas separadamente. Assim, foi possível obter o trabalho líquido por ciclo.

4. ESTUDO EXPERIMENTAL

4.1. Combustíveis Utilizados

Para a realização dos testes foi utilizada gasolina comum tipo C com 25% de álcool etílico anidro combustível (AEAC) adicionado e álcool etílico hidratado combustível (AEHC). Os testes compreenderam, além de gasolina comum tipo C e álcool etílico hidratado combustível, as misturas de AEHC na gasolina comum tipo C nas proporções de 20% (AEHC20), 40% (AEHC40), 60% (AEHC60) e 80% (AEHC80). Assim, seis combustíveis compuseram os testes realizados e suas propriedades estão especificadas na Tab. (1).

Tabela 1. Propriedades antidetonantes dos combustíveis utilizados.

Propriedade antidetonante	Gasolina C	AEHC	AEHC20	AEHC40	AEHC60	AEHC80
MON	83,3	95	85,6	88	90,3	92,7
RON	95,7	115	99,6	103,4	107,3	111,1
Índice antidetonante (IAD)	89,5	105	92,6	95,7	98,8	101,9

4.2. Motor Usado nos Ensaios

Foi utilizado um motor padrão monocilíndrico ASTM-CFR, designação D 1948-64. Este motor de teste permite a variação da relação volumétrica de compressão, sem implicar em mudança na geometria básica da câmara de combustão e em ajuste das válvulas de admissão e de descarga.

A variação da pressão dentro da câmara de combustão é medida através do sensor de detonação tipo D-1.

O sistema original de ignição foi substituído por um sistema de ignição e injeção eletrônica de combustível programável *Total Engine Control II – TEC-II*, da Electromotive Inc. Este sistema permite a programação de mapas de avanço de ignição e de injeção com base nos dados de carga aplicada ao motor, rotação, temperatura e razão de mistura.

O carburador de três cubas foi substituído por um sistema de injeção eletrônica de combustível monoponto, cuja válvula injetora é incorporada a um sistema chamado de TBFI - *Throttle Body Fuel Injection*. No TBFI o combustível é pressurizado a 3 bar e pulverizado pela válvula injetora.

A razão da mistura foi medida por um sensor de oxigênio de banda larga. O condicionamento e leitura do sensor de oxigênio de banda larga foram realizados com o equipamento WB-02 Datalogger, da FuelTech Ltda. A memória interna do equipamento possui 6 canais, 4 dos quais analógicos configuráveis.

O sistema de arrefecimento instalado conta com uma bomba d'água, com um radiador automotivo com ventilador e um controlador programável de temperatura. Durante os ensaios, a temperatura do líquido de arrefecimento permaneceu constante (80 °C).

4.3. Sistema de Aquisição de Dados

Foram utilizados dois computadores. O primeiro computador foi utilizado para controlar o sistema de ignição e injeção eletrônica de combustível programável *Total Engine Control II – TEC-II*. Outro computador serviu para registro dos sinais dos sensores.

Foi utilizada uma placa de aquisição de dados modelo DAQ MX 6159, da *National Instruments Corporation*. Esta placa de aquisição possui 16 canais com 12 bits de resolução, tensões de entrada variáveis de 0 a 5 V e velocidade máxima de conversão de 200 kHz (200.000 amostras por segundo). O condicionamento dos sinais de entrada foi feito através de um módulo condicionador desenvolvido pelo Laboratório de Mecatrônica e Controle – LAMECC/UFRGS. Um conversor A/D, integrado à placa de aquisição, recebe os sinais de entrada condicionados. Exceção ocorre com a

rotação do eixo de manivelas, cujo sinal (frequência) é fornecido a um canal contador, também integrado à placa de aquisição. O programa utilizado para a aquisição dos dados foi o LabVIEW 8.6 (*Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench*), desenvolvido pelo mesmo fabricante da placa de aquisição de dados. A partir deste programa foi desenvolvida uma aplicação de medição totalmente funcional com análise e uma interface com o usuário.

Foi utilizado um transdutor de posição angular (*encoder*) acoplado ao eixo de manivelas por meio de uma correia dentada. Este *encoder* possui código do sinal incremental, resolução de 1.000 pulsos por volta e as engrenagens utilizadas possuem uma relação de transmissão de 26/15. Em conseqüências destas características, a resolução do sistema de medição angular foi de 1.733 pulsos por volta, equivalente a 0,2077°.

O sinal do pico do sensor magnético foi sincronizado com o ponto de maior pressão no cilindro sem combustível, sendo considerado este o PMS.

Os dados foram adquiridos com base na posição angular. Assim, a cada pulso do *encoder* foi realizada uma leitura simultânea de todas as grandezas registradas durante o ensaio.

As aquisições foram realizadas durante 4 segundos, obtendo-se, neste intervalo, leituras de 30 ciclos.

4.4. Procedimento Experimental

Este experimento tem o propósito de analisar a variação da pressão no interior da câmara de combustão, o pico de máxima pressão, a amplitude da pressão e o ponto de ignição para cada combinação de combustível, relação volumétrica de compressão e razão da mistura definidas. A partir do avanço da ignição fixo, a proposta é obter os parâmetros para determinar a duração da combustão, a amplitude da pressão e traçar os diagramas $p - v$. Com isto, avaliar a duração da combustão, a dispersão cíclica e o trabalho líquido.

Foram definidas as relações volumétricas de compressão de 6:1, 7:1 e 8:1 para todos os combustíveis. Estas relações foram estabelecidas com base na análise de detonação para o combustível menos resistente, a gasolina comum tipo C. Estes valores não correspondem à faixa típica de motores comerciais, a qual, para o motor utilizado, somente seria obtida à custa de elevados avanços de ignição, gerando perdas nos ciclos de compressão e expansão, conforme defende Gupta (2006). Por outro lado, a faixa de variação das razões de mistura corresponde à faixa típica de operação de motores comerciais: $\lambda = 0,9$ (mistura rica), $\lambda = 1$ (mistura estequiométrica), $\lambda = 1,1$ (mistura pobre).

Neste trabalho, o avanço da ignição foi estabelecido em 20° APMS, conseqüência da recomendação constante no Manual de Avaliação de Combustíveis para Motores pelos Métodos Pesquisa e Motor, da ASTM. Depois de estabilizadas as condições operacionais, os sinais da ignição, variação da pressão no interior da câmara de combustão e posição da árvore de manivelas foram adquiridos como descrito. A Fig. (1) apresenta os perfis característicos dos sinais relativos variação da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição.

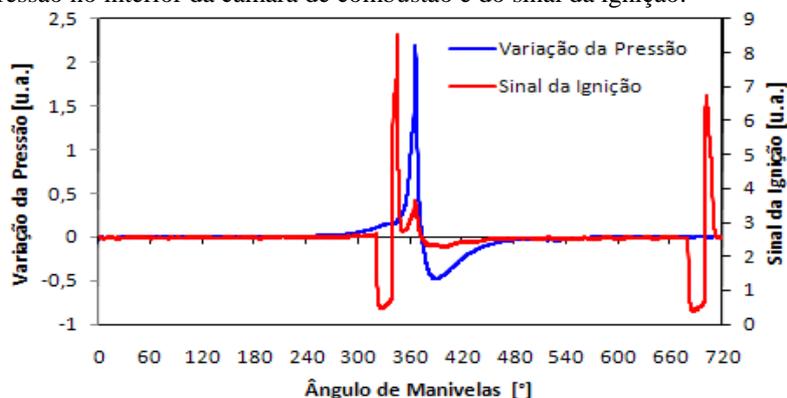


Figura 1. Perfil dos sinais da variação da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição, em unidades arbitrárias [u.a.].

A partir do motor padrão CFR em funcionamento foram coletados os dados de posição do eixo de manivelas, sinal da ignição e variação da pressão no interior da câmara de combustão.

O diagrama $p - v$ para cada teste foi traçado concomitantemente com a realização dos ensaios. Para tanto, foram inseridas na aplicação de medição desenvolvida a partir do LabVIEW: a fórmula de cálculo do volume do cilindro em função da relação volumétrica de compressão, do volume deslocado, da relação biela/manivela e da posição angular da árvore de manivelas; a fórmula de integração da variação da pressão.

Coletados os dados de uma amostra, observado o intervalo de um minuto, repetiu-se a operação mais duas vezes. Manteve-se a relação volumétrica de compressão e o combustível e alterou-se a razão de mistura. Depois de estabilizadas as condições de operação, fez-se o ensaio para o novo conjunto de parâmetros. O procedimento foi repetido até a finalização das opções de relação ar-combustível, quando então foi alterada a relação volumétrica de compressão e reiniciado o ciclo de testes. Este procedimento de alteração da relação volumétrica de compressão ocorreu com o motor em funcionamento. Finalizadas as opções de relação volumétrica de compressão, foi alterado o combustível e reiniciados os testes até se esgotarem as possibilidades.

A partir dos diagramas $p - v$ traçados, as áreas correspondentes ao cálculo do trabalho entregue pelo êmbolo, considerando os quatro tempos do motor, foram integradas. Esta tarefa de pós-processamento possibilitou a determinação do trabalho líquido por ciclo para cada um dos combustíveis, em cada uma das condições de ensaio. Para a integração das curvas dos diagramas, partiu-se dos valores médios de todos os as amostras colhidas. Assim, um diagrama que foi traçado com trinta curvas passou a ter uma curva média. A integração desta curva seguiu a distribuição das áreas referida por Heywood (1988).

4.5. Tratamento dos Dados

Após o término da aquisição, foram determinados os PMS durante os ciclos adquiridos. Foi considerado o primeiro PMS como 0° e o sinal adquirido foi separado em seguimentos de 720° .

Para cada seguimento de 720° , correspondente a um ciclo completo de combustão, foi montada uma matriz de 3.466 valores para cada grandeza registrada, denominados de índice "i". Nesta mesma matriz, os ciclos lidos nos 4 segundos foram denominados pelo índice "j".

Assim, para cada grandeza registrada durante os ensaios de cada combustível, relação volumétrica de compressão e razão de mistura foi construída uma matriz com 30 colunas e 3.466 linhas.

A média do sinal foi calculada pelo somatório dos valores de $i = 0$ até 3.466, para o índice $j = 1$ até 30, resultando em uma matriz com a média da grandeza com 3.466 valores de cada grandeza.

A partir dos valores médios dos 30 ciclos consecutivos, tomados para cada parâmetro, foi estabelecido o correspondente desvio padrão. Este procedimento foi rigorosamente observado para cada combustível ensaiado, relacionado a cada relação volumétrica de compressão e a cada razão de mistura.

5. RESULTADOS

5.1. Duração da Combustão

No caso da gasolina comum tipo C, como também dos outros combustíveis ensaiados, a curva de pressão traçada é fruto da integração da curva de variação da pressão. Isto se deve ao fato de que, efetivamente, foi registrada a variação da pressão ao longo do deslocamento angular. Embora estejam representadas apenas as curvas relativas à gasolina comum tipo C, nas Fig. (2) a Fig. (4), o mesmo comportamento foi observado para aos demais combustíveis.

Percebe-se, analisando as figuras, que a máxima pressão obtida no ciclo aumenta com o aumento da relação volumétrica de compressão, para todas as razões de mistura. Este aumento de pressão é decorrente da redução do volume da câmara de combustão, devido ao aumento da relação volumétrica de compressão. Por conta da diminuição da razão de mistura também há aumento de pressão. O motivo deste comportamento reside no fato de que razões de mistura menores (ricas) têm menor quantidade de ar e isto implica em menor quantidade de matéria inerte na mistura admitida. Neste sentido, a mistura rica permite a obtenção de maior pressão no interior da câmara de combustão, mesmo mantendo a relação volumétrica de compressão inalterada.

Também está evidenciado nas figuras que quanto menor o pico de máxima pressão, maior a duração da combustão. A menor velocidade de propagação da frente de chama implica em maior duração da combustão e é consequência direta do empobrecimento da razão de mistura e da baixa relação volumétrica de compressão. Em concordância com as curvas das figuras, os valores registrados, mas não integrantes deste artigo, mostram o crescimento da duração da combustão com o empobrecimento da razão de mistura e com a diminuição da relação volumétrica de compressão.

Associada ao aumento da duração da combustão está o aumento da dispersão cíclica, evidenciada pelo maior desvio padrão. Ferrari (2000) cita que mesmo quando um motor funciona em condições estacionárias, um ciclo não se repete de maneira idêntica ao precedente, dando lugar à dispersão cíclica. O autor condiciona o funcionamento adequado com mistura mais pobre à repetibilidade dos ciclos identicamente ao médio.

Ferrari (2000) analisa o aumento da velocidade de propagação da frente de chama com o aumento a relação volumétrica de compressão. Para a diminuição instantânea dos valores da velocidade de propagação da frente de chama, corresponde uma maior duração angular da combustão. O mesmo autor vincula a redução da densidade da carga admitida como um dos motivos de redução da velocidade de propagação da frente de chama. A redução da densidade de carga tanto pode ocorrer devido à redução da massa aspirada de mistura fresca quanto ao empobrecimento desta mistura.

No caso do AEHC20, na comparação com a gasolina comum tipo C, para a mesma relação volumétrica de compressão, verifica-se que houve variação muito pequena da amplitude da pressão e da duração da combustão para todas as razões de mistura. A adição de álcool na gasolina representa a melhora da condição de combustão e a redução da temperatura no coletor de admissão. O aumento da resistência à detonação, embora pequeno em relação à gasolina comum tipo C, representa maior facilidade de propagação da frente de chama na medida em que a relação volumétrica de compressão é aumentada.

O acréscimo de mais álcool hidratado combustível à gasolina comum tipo C trouxe um pequeno aumento da duração da combustão, especificamente para razão de mistura pobre, e uma diminuição da amplitude da curva de pressão. O aumento da proporção de álcool representa aumento do teor de água na composição da mistura de combustíveis, o que provoca uma dificuldade de propagação da chama principalmente em baixas relações volumétricas

de compressão. Para Gautam e Martin (2000), o aumento do teor de álcool, implicando apenas em aumento da quantidade de oxigênio, gera redução na duração da combustão.

O decréscimo da amplitude destas curvas, que são médias, com o empobrecimento da razão de mistura, representa o aumento da dispersão cíclica. Sobre este aspecto, Ferrari (2000) afirma que a dispersão cíclica é mínima para a razão de mistura para a qual a velocidade de propagação da mistura é máxima.

O gradativo aumento do pico de máxima pressão, a partir do aumento da relação volumétrica de compressão e da diminuição da razão de mistura, é consequência da diminuição da duração da combustão e da diminuição da dispersão cíclica. Este comportamento tende a tornar-se mais efetivo, quanto melhor forem as condições de combustão.

As razões da evolução do comportamento da combustão para o AEHC seguem a dos demais combustíveis analisados. Relativo à dispersão cíclica, analisado através do desvio padrão, houve aumento e os maiores valores se concentram nas razões de misturas pobres e relações volumétricas de compressão menores. Estes são fatores que desfavorecem o processo da combustão.

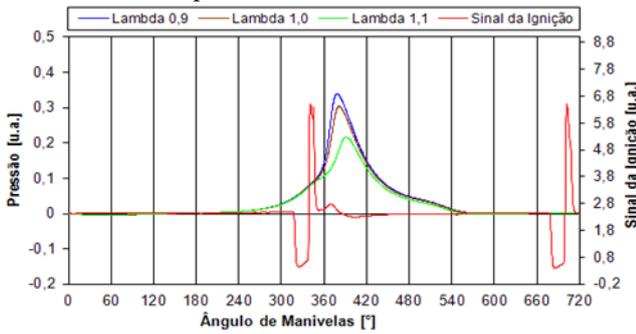


Figura 2. Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição, em unidades arbitrárias [u.a.], para a gasolina comum tipo C, para a rc = 6:1.

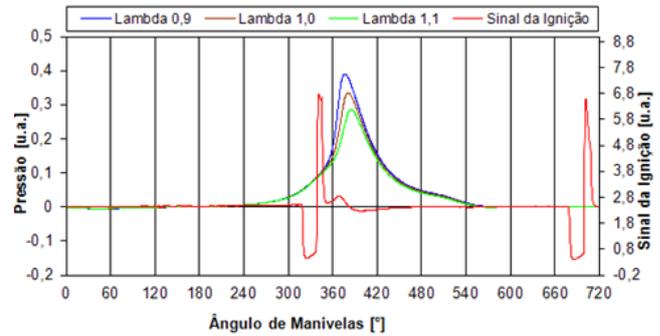


Figura 3. Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição, em unidades arbitrárias [u.a.], para a gasolina comum tipo C, para a rc = 7:1.

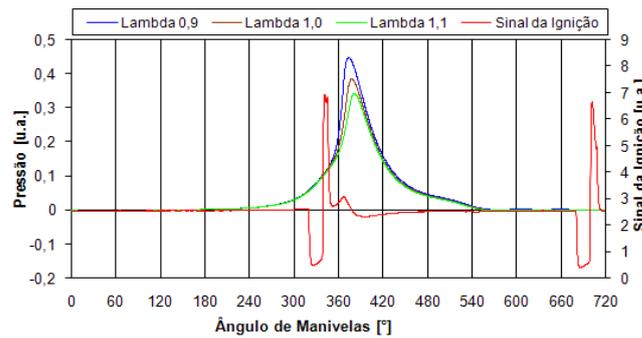
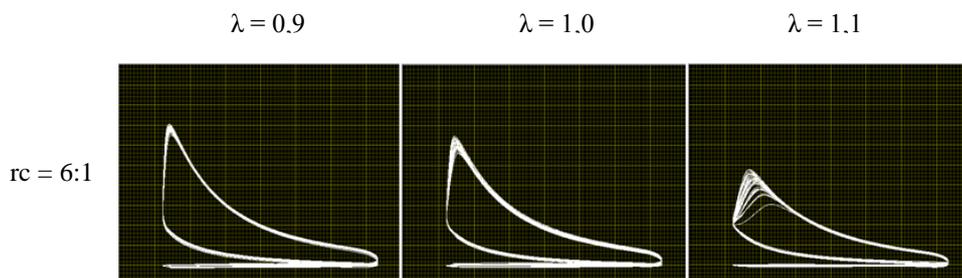


Figura 4. Curvas da pressão no interior da câmara de combustão e do sinal da ignição, em unidades arbitrárias [u.a.], para a gasolina comum tipo C, para a rc = 8:1.

5.2. Trabalho Líquido por Ciclo

A Fig. (5) mostra todos os diagramas $p - v$ para a gasolina comum tipo C, traçados durante os ensaios para cada relação volumétrica de compressão e para cada razão de mistura. A disposição destes diagramas tem o objetivo de mostrar a evolução da área e da dispersão cíclica com a variação da relação volumétrica de compressão e da razão de mistura. Com a pretensão de permitir apenas a visualização qualitativa da mudança destes parâmetros, os eixos dos diagramas não foram traçados. Neste sentido, para cada diagrama a ordenada representa a pressão e abscissa representa o volume do cilindro. As linhas de diagramas correspondem à relação volumétrica de compressão especificada, ao passo que as colunas de diagramas correspondem à razão de mistura especificada.



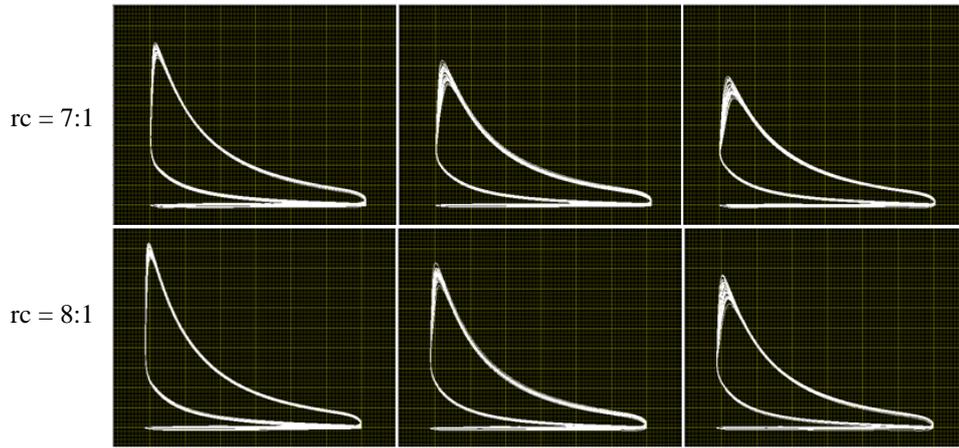


Figura 5. Diagramas $p - v$ para a gasolina tipo C para as rc 6:1, 7:1 e 8:1 e para as λ 0,9, 1,0 e 1,1.

Para cada combustível foram traçados os diagramas $p - v$ pós-processados, separadamente para todas as relações volumétricas de compressão razões de mistura integrantes do ensaio. Estes diagramas representam a média dos diagramas traçados por 30 ciclos. O cálculo das áreas correspondentes ao trabalho líquido por ciclo foi realizado a partir destes diagramas médios. Neste artigo apenas estão representados os diagramas relativos à gasolina comum tipo C.

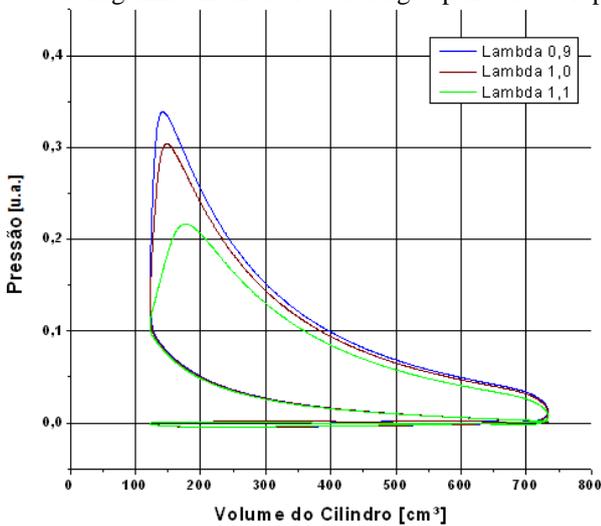


Figura 6. Diagramas $p - v$ médios para a gasolina comum tipo C, para rc = 6:1, com pressão expressa em unidades arbitrárias [u.a.].

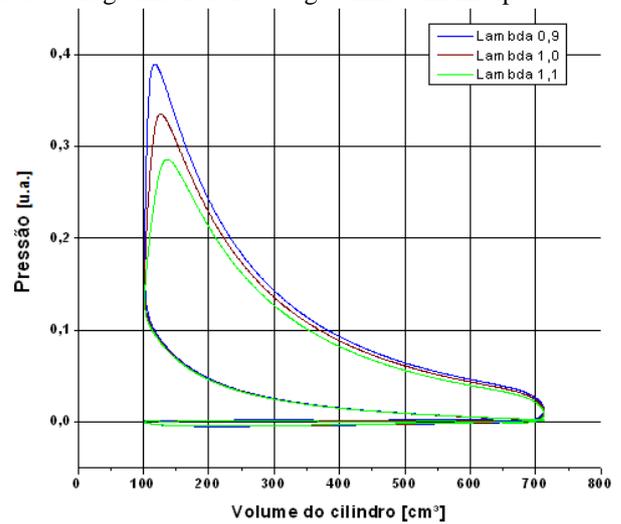


Figura 7. Diagramas $p - v$ médios para a gasolina comum tipo C, para rc = 7:1, com pressão expressa em unidades arbitrárias [u.a.].

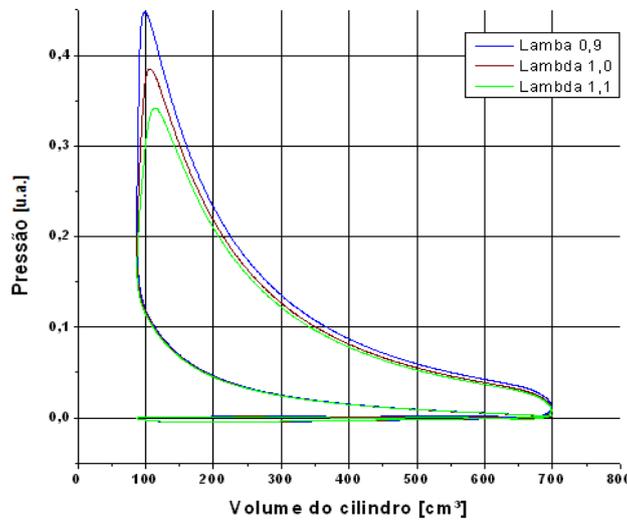


Figura 8. Diagramas $p - v$ médios para a gasolina comum tipo C, para rc = 8:1, com pressão expressa em unidades arbitrárias [u.a.].

Para cada combustível houve crescimento da amplitude da pressão com o aumento da relação volumétrica de compressão. Este comportamento ocorreu para todas as razões de mistura. Sendo maior a relação volumétrica de compressão, menor a duração da combustão. Estas observações corroboram com os apontamentos feitos por Ferguson (1986). Isto implica que a velocidade de propagação da chama apresenta crescimento na ordem direta do aumento da relação volumétrica de compressão. Diminuindo-se o tempo disponível para a combustão através da elevação da relação de combustão é conseqüência ter-se, genericamente, aumento da velocidade de propagação da chama.

O aumento da amplitude da pressão está associado ao aumento da área dos diagramas $p - v$, o que representa, de regra, maior trabalho.

Para determinado combustível ensaiado à determinada relação volumétrica de compressão, o diagrama $p - v$ correspondente à razão de mistura pobre é menor que os correspondentes às menores razões de misturas. O empobrecimento da razão de mistura carrega consigo maior dispersão cíclica pela condição desfavorável à combustão, o que é representado por um diagrama $p - v$ com menor área. E quanto menor a relação volumétrica de compressão, menor a área e maior a deformação do diagrama, fruto de maior dispersão cíclica. Neste aspecto, deve-se ter presente que os diagramas traçados representam os ciclos médios.

No mesmo sentido, conforme referido por Guibet et al (1999), para razões de mistura ricas ($\lambda < 1$) o tempo de combustão é menor que para misturas pobres ($\lambda > 1$). Assim, os menores diagramas $p - v$, correspondentes às razões de misturas pobres, representam, também, menores velocidades de propagação da frente de chama. Este comportamento anuncia a existência de maiores perdas e aumento da duração da combustão. À medida que a relação volumétrica de compressão diminui, a duração da combustão aumenta. Este comportamento é bem claro nestas figuras, especialmente em razão do ângulo de avanço da ignição ser fixo. Sendo maior a duração da combustão, uma maior antecipação da ignição é requerida.

A gasolina comum tipo C é o combustível que apresentou melhor evolução dos diagramas $p - v$ com o aumento da relação volumétrica de compressão, especificamente para $\lambda = 1,0$ e $\lambda = 1,1$. Com a adição de AEHC, houve menor crescimento da área dos diagramas $p - v$ e manutenção da correspondente dispersão cíclica com o aumento da relação volumétrica de compressão. Este comportamento foi crescente com o aumento do teor de AEHC na gasolina comum tipo C. Neste contexto, a ocorrência da dispersão cíclica encontra duas principais razões: a primeira diz respeito à característica do AEHC, que requer maior relação volumétrica de compressão para o desenvolvimento da combustão; a segunda razão está relacionada à duração da combustão, que é mínima para razões de misturas ligeiramente ricas. Sobre este segundo aspecto, Ferrari (2000) afirma que o aumento da duração da combustão é pouco acentuado para razões de misturas mais ricas do que a representante da mínima duração da combustão. Por outro lado, conclui o mesmo autor, o crescimento da duração da combustão é mais acentuado para razões de mistura mais pobres que a dessa mínima duração.

A maior integral da pressão de todas as relações volumétricas de compressão, para a razão de mistura rica, bem como seu aumento com o aumento da relação volumétrica de compressão, ocorreu em conseqüência do aumento da pressão interna, decorrente da redução do espaço onde a mistura ar-combustível é comprimida. No mesmo sentido, havendo menor quantidade de ar na mistura há menor quantidade de matéria inerte diante do combustível, o que efetivamente contribui para o desenvolvimento da pressão.

O trabalho líquido é conseqüência direta da maior velocidade de propagação da frente de chama, representada pela menor duração da combustão, conforme sustentado por Bayraktar (2006). É nesta condição que o processo de combustão se desenvolve mais adequadamente.

As maiores velocidades de propagação da chama, representadas pelas menores durações da combustão, ocorreram para a mistura rica de cada relação volumétrica de compressão. Ainda neste aspecto, quanto maior a relação volumétrica de compressão, menor a duração da combustão. A conseqüência da redução da duração da combustão é o aumento da integral e da amplitude da pressão. Com o aumento do percentual de gasolina adicionada ao AEHC, os parâmetros em questão melhoraram de maneira geral. Com relação ao trabalho líquido fornecido pelos diagramas $p - v$, manteve-se o crescimento com o aumento da relação volumétrica de compressão e o enriquecimento da mistura ar-combustível admitida. Assim, o maior trabalho líquido foi obtido com a relação volumétrica de compressão 8:1 e a razão de mistura 0,9.

O trabalho líquido calculado é crescente com o aumento da relação volumétrica de compressão e decrescente com o aumento da razão de mistura.

6. CONCLUSÃO

A duração da combustão aumenta com o aumento da razão de mistura e diminui com o aumento da relação volumétrica de compressão, para todos os combustíveis ensaiados. Assim, na mesma relação volumétrica de compressão há aumento da duração da combustão com o aumento da razão de mistura. Em outra relação volumétrica de compressão, maior que a anterior, também há aumento da duração da combustão com o aumento da razão de mistura, mas os valores são menores. Como conseqüência do comportamento da duração da combustão, a velocidade de propagação da chama no interior da câmara de combustão diminui com o aumento da razão de mistura e aumenta com o aumento da relação volumétrica de compressão.

A amplitude da pressão no interior da câmara de combustão se comporta inversamente ao comportamento da duração da combustão, ou seja, diminui com o aumento da razão de mistura e aumenta com o aumento da relação volumétrica de compressão.

O aumento da razão de mistura implica na redução do trabalho líquido entregue pelos gases ao êmbolo, ao longo de todo o ciclo do motor. Opostamente ocorre com o aumento da relação volumétrica de compressão, que implica no aumento do trabalho líquido por ciclo. Desta forma, o aumento do trabalho líquido por ciclo está associado ao aumento da relação volumétrica de compressão e diminuição da razão de mistura. Conseqüências da mesma condição são o aumento da amplitude da pressão no interior da câmara de combustão e a redução da duração da combustão.

O máximo valor para o trabalho líquido ao longo de todo o ciclo foi obtido para a maior relação volumétrica de compressão (8:1) e a menor razão de mistura dos ensaios (0,9). O combustível que representou este resultado foi o álcool etílico hidratado combustível adicionado à gasolina comum tipo C em 80% (AEHC80).

O mínimo valor para o trabalho líquido, ao longo de todo o ciclo, foi obtido para a menor relação volumétrica de compressão (6:1) e a maior razão de mistura dos ensaios (1,1). O combustível que representou este resultado foi o álcool etílico hidratado combustível (AEHC).

A Fig. (9) e Fig. (10) representam o diagrama $p - v$ e da variação da pressão, respectivamente para o AEHC80 ($rc = 8:1$ e $\lambda = 0,9$) e AEHC ($rc = 6:1$ e $\lambda = 1,1$), traçados para os sobrepostos 30 ciclos que compuseram uma das 3 correspondentes amostras.

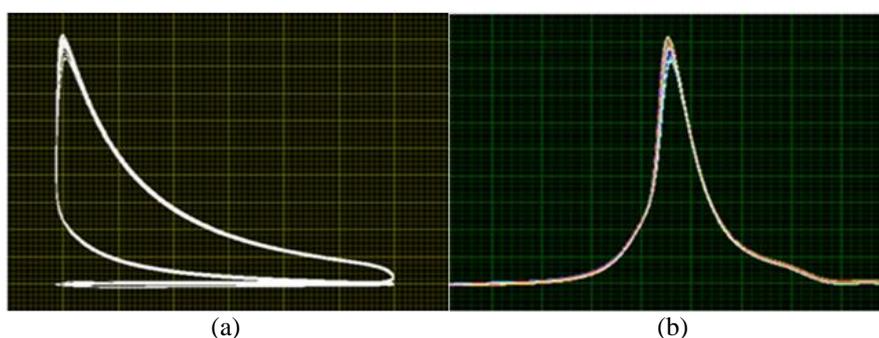


Figura 9. (a) refere-se ao diagrama $p - v$; (b) refere-se a pressão no interior da câmara de combustão, correspondentes aos 30 ciclos traçados para o AEHC80 ($rc = 8:1$ e $\lambda = 0,9$).

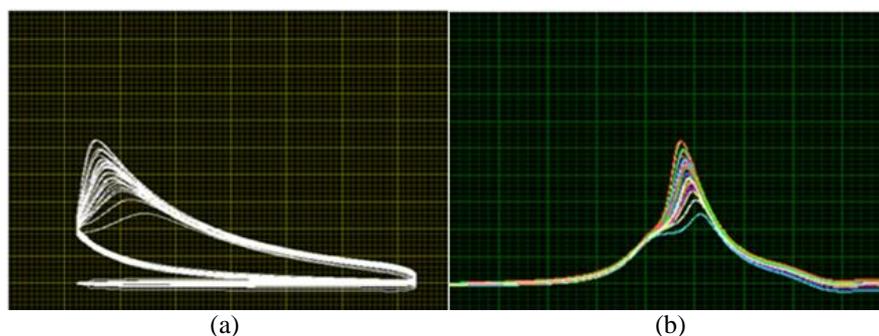


Figura 10. (a) refere-se ao diagrama $p - v$; (b) refere-se à pressão no interior da câmara de combustão, correspondentes aos 30 ciclos traçados para o AEHC ($rc = 6:1$ e $\lambda = 1,1$).

7. REFERÊNCIAS

- ASTM – American Society for Testing and Materials, 1964, “Manual for Rating Motor Fuels by Motor and Research Methods, Standard Test Method”, 5ª edição.
- Bayraktar, H., 2006, “Theoretical investigation of flame propagation process in an SI engine running on gasoline–ethanol blends”, *Journal Renewable Energy*, v. 32, p. 758-771.
- Bosch, R., 2005, “Manual de Tecnologia Automotiva”, Editora Edgard Blücher, São Paulo, Brasil.
- Electromotive Engine Controls, 1998, “Installation and Calibration Manual”, 4ª edição, Virginia, Estados Unidos da América.
- Ferguson, C. R., 1986, “International Combustion Engines Applied Thermosciences”, John Wiley & Sons, New York, Estados Unidos da América.
- Ferrari, G., 2000, “Motori a Combustione Interna”, Edizione Il Capitello Torino, Torino, Itália.
- Gautam, M.; Martin, D. W., 2000, “Combustion characteristics of higher-alcohol/gasoline blends”, *Journal Power and Energy*, v. 214, p. 497-51.
- Giacosa, D., 1988, “Motores Endotérmicos”, Ediciones Omega, Barcelona, Espanha.
- Guibet, J. C.; Faure-Birchem, E., 1999, “Fuels and Engines”, Editions Technip, Paris, França.

Gupta, H. N., 2006, "Fundamentals of Internal Combustion Engines", Prentice Hall of India, Nova Delhi, India.
Heywood, J. B., 1988, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, Estados Unidos da América.

8. DIREITOS AUTORAIS

Title: Qualitative analysis of the real cycle and combustion time of a ASTM-CFR pattern motor operating with gasoline and hydrated ethanol moisture.

Authors: Laércio Malfatti, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
Pedro Barbosa Mello, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
Fabiano Disconzi Wildner, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.
Serguei Nogueira da Silva, Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Abstract: The objective of this research lies in the qualitative analysis of the real cycle and the combustion time of a ASTM-CFR pattern motor. The engine was instrumented for the acquisition of the variation of pressure inside the combustion chamber, the changes in volume of the combustion chamber and the time of spark ignition. There were tried three compression relations and three mixture ratios for six fuels of know compositions: ordinary gasoline C type, combustible hydrated ethyl alcohol and combustible hydrated ethyl alcohol added to ordinary gasoline C type in the proportions of 20%, 40%, 60% and 80%. The pressure variation inside the combustion chamber, for all fuels, and the position of the ignition spark were determined using the angular base and with variation of the compression relation and the mixture ratio. The obtained results indicate that the combustion duration increases with the rising of the mixture ratio and decreases with the rising of the compression relation. It was found that the pressure amplitude inside the combustion chamber behaves inversely to the combustion duration behavior. It was shown that the rising of the mixture ratio implies on the reduction of the net work delivered by the piston all through the cycle of the motor. The opposite occurs with the rising of the compression relation, that implies on the increase of the net work by cycle. It was concluded that the maximum value for the net work all through the cycle was obtained for the higher compression relation and the least mixture ratio of the tests for the combustible hydrated ethyl alcohol added to ordinary gasoline C type in 80%. The least value for the net work all through the cycle was obtained by the least compression relation and the highest mixture ratio of the tests for the AEHC.

Keywords: Real cycle, duration of the combustion, pressure variation, pressure-volume diagram, net work.

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.