

# **ANÁLISE TERMODINÂMICA, CINEMÁTICA E DINÂMICA DE UM MOTOR COM TAXA DE COMPRESSÃO VARIÁVEL**

Gustavo Santos Lopes<sup>1</sup>, Janito Vaqueiro Ferreira<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP

E-mails: [gustavosl@fem.unicamp.br](mailto:gustavosl@fem.unicamp.br), [janito@fem.unicamp.br](mailto:janito@fem.unicamp.br)

## **RESUMO**

Observando o cenário mundial no setor automobilístico e a introdução do novo regime automotivo brasileiro INOVAR AUTO, a busca por redução de consumo com custo passível de industrialização é o novo foco das montadoras para o futuro.

Sabemos que para cada condição de queima do combustível, os níveis de carga, rotação do motor, centelhamento, taxa de compressão e demais, influenciam na eficiência de combustão e consequentemente no consumo de combustível. Destes vários fatores, a variação da taxa de compressão traz enormes benefícios, pois permite que as condições de queima na câmara estejam mais próximas da ideal. Este procedimento aumenta a eficiência de combustão e consequentemente torna o motor mais econômico no consumo.

Caminhos diferentes levaram a dispositivos que moviam o cabeçote, que usavam pistões móveis ou válvulas sobressalentes, e até mesmo dispositivos com virabrequim excêntrico ou sistema de engrenagens entre a biela e o pistão. Conceitos pouco robustos, industrialização complexa ou os altos investimentos no desenvolvimento e fabricação, levaram a estagnação desses projetos.

Esta pesquisa propõe apresentar alguns resultados iniciais de um novo conceito robusto, industrializável e de baixo custo sobre variação contínua da taxa de compressão. Simulações Termodinâmicas, Cinemáticas e Dinâmicas possibilitarão o estudo e desenvolvimento deste conceito e a avaliação de cada componente. Será possível simular o consumo de combustível para qualquer condição de uso do motor.

O modelo termodinâmico utilizado na simulação envolve a transferência de calor instantânea, queima finita pela curva de Wiebe e os processos envolvidos nos fluxos de massa nos cilindros.

## **INTRODUÇÃO**

A eficiência é uma palavra que pode ser utilizada com muitos produtos, situações e procedimentos diferentes. No entanto, a eficiência relacionada à energia tem sido destaque no cenário mundial em muitas situações, como a eficiência energética na geração e condução de energia elétrica, na reciclagem de energia desperdiçada, nos aparelhos domésticos, nas

indústrias e também nos veículos como navios, aviões, trens e automóveis, (INEE, 2014). Essa busca crescente por eficiência energética tem levado a indústria automobilística a investir cada vez mais em novas tecnologias que tragam esses benefícios, (CONPET, 2014).

Com a oficialização do INOVAR AUTO, novo regime automotivo brasileiro a ser iniciado em 2017 e que busca, dentre os diversos requisitos, estimular as pesquisas e o desenvolvimento de tecnologia nacional, aumentar a competitividade da indústria automotiva brasileira e a qualidade dos veículos, reduzir o consumo de combustível estipulando metas de eficiência energética a serem atingidas, tecnologias como injeção direta de combustível, coletor de admissão variável, sistemas de fase variável, materiais mais leves que permitam menos atrito, menor coeficiente de arrasto aerodinâmico, menor resistência à rolagem, além de outras, irão cada vez mais estar presentes nos veículos do mercado brasileiro, (ANPEI, 2014) e (KPMG, 2014). Uma tecnologia promissora, mas pouco explorada, devido à sua complexidade de desenvolvimento é a variação da taxa de compressão. No entanto, os estudos feitos até agora mostram que os resultados têm sido muito encorajadores, (Cassiani e Bittencourt, 2009).

No futuro, a compressão variável vai ser uma grande aliada dos engenheiros na busca de menor consumo de combustível e a quantidade de possíveis soluções faz com que as pesquisas e o desenvolvimento de soluções robustas e baratas sejam mais difíceis, demorados e caros. Assim, o uso de simulação por computador permite que a pesquisa de tais modelos se torne mais rápida e menos dispendiosa, permitindo o desenvolvimento da tecnologia.

A motivação deste trabalho foi estudar o comportamento de um dispositivo que varie a taxa de compressão de um motor de combustão interna continuamente para avaliar a possibilidade de atingir a melhor condição de eficiência de funcionamento independente do tipo de combustível sendo utilizado. Para isso serão, avaliados os parâmetros termodinâmicos, cinemáticos e dinâmicos, a fim de desenvolver os conceitos e encontrar as melhores condições de torque, potência, consumo de combustível e demais parâmetros para as diversas situações impostas ao veículo.

O modelo de análise foi implementado em MATLAB e validado através da comparação com simulações feitas em Pro – Engineer e de dados conhecidos na literatura. O algoritmo desenvolvido foi capaz de auxiliar no desenvolvimento do mecanismo e permitiu a comparação de vários parâmetros diferentes.

## **1. MOTORES DE COMPRESSÃO VARIÁVEL**

A necessidade de redução do consumo de energia é visível em todos os aspectos nas indústrias, residências e também nos carros (Mosaico Engenharia, 2014). É notável que muitos cientistas e centros de pesquisa estejam desenvolvendo novas maneiras de se economizar energia (Senado.Gov, 2014). Recentemente, a indústria anunciou diversos avanços. Veículos elétricos e híbridos já comercializados como o Toyota Prius e o Ford Fusion, protótipos movidos a hidrogênio como o Honda FCX Clarity (Honda, 2014), a energia solar como o Ford C-MAX (Terra, 2014) e até mesmo a gás comprimido desenvolvido pela Peugeot (Hypescience, 2014). No entanto, sabemos que os veículos movidos a petróleo e etanol vão permanecer no mercado por um longo tempo ainda, estimulando as pesquisas destinadas a melhorar o uso desses combustíveis. Os principais objetivos buscados são aumentar a eficiência térmica do motor, reduzir o consumo de

combustível, reduzir o atrito entre os componentes e reduzir a emissão de poluentes, sem perda de desempenho, melhorando quando possível.

Seguindo o pensamento de Cassiani e Bittencourt (2009), “Bom desempenho, baixo consumo de combustível e preços razoáveis serão características fundamentais para os carros do futuro”, os veículos deverão possuir tecnologias com bom custo-benefício, e é aí que os motores com taxa de compressão variável entram.

Inicialmente, sem se aprofundar muito nos benefícios, um motor com taxa de compressão variável reduziria o consumo de combustível porque o motor iria trabalhar sempre em condições próximas das ideais para cada carga de combustível e faixa de rotação imposta ao motor. Poderíamos também resolver o alto consumo de combustível dos veículos bicomcombustíveis e até mesmo fornecer ao motor a opção de outros tipos de combustível. Com uma melhor eficiência térmica, haverá também a queda no consumo e redução nas emissões de poluentes.

Atualmente, existem várias patentes com métodos diferentes para obter a variação da taxa de compressão, onde o que está sendo avaliado é a relação entre o custo de produção do motor e os benefícios que a economia de combustível traria. Outro empecilho para alavancar a tecnologia são os diferentes mecanismos criados até agora, que se mostraram muito complexos, dificultando a fabricação, instalação e futura manutenção.

Segundo a revisão feita por (Amjad Shaik, 2007), um protótipo de um motor com taxa de compressão variável foi desenvolvido pela empresa alemã FEV, que possui uma árvore de manivelas excêntrica. Neste mecanismo, os rolamentos de apoio do virabrequim são excêntricos, de modo que a altura do ponto morto superior é variável. A taxa de compressão é ajustada através do movimento do rolamento excêntrico. Outro conceito, agora desenvolvido pela Nissan, tem um sistema que modifica a geometria da biela. Através de um eixo excêntrico como atuador, a compressão pode ser variada modificando a ligação entre a biela e o virabrequim. Com a capacidade de girar até 70°, o atuador modifica a altura do ponto morto superior até 3,1 mm, variando a taxa de compressão entre 10:1 - 15:01. Nos anos 2000, a Saab Automóveis apresentou o protótipo de um motor capaz de variar a taxa de compressão movendo todo o cabeçote. Neste sistema, o eixo central do cabeçote pode variar em até 4°, permitindo o aumento ou a diminuição do volume da câmara de combustão. Com este movimento, obtêm-se taxas de compressão que variam de 8:1 - 14:1. Outro sistema desenvolvido pela Ford pode variar o volume da câmara de combustão através de um pistão ou válvula secundária. A altura da válvula no interior da câmara pode ser alterada de acordo com a taxa de compressão necessária. Neste sistema, esta válvula secundária necessita de arrefecimento e lubrificação externa para garantir uma operação perfeita. O grupo Daimler-Benz, integrado pela Daimler e pela Mercedes Benz desenvolveu um motor que oferece, provavelmente, o melhor sistema para ser produzido, porque exige mudanças simples em um motor de combustão comum. Este sistema consiste em variar a altura da cabeça do pistão por meio da pressão reativa no cilindro. A coroa do pistão está ligada à sua saia por um conjunto de molas.

Nestes desenvolvimentos a taxa de compressão variável é utilizada para ajustar o volume da câmara de combustão para a massa de mistura (ar / combustível) que é introduzida na câmara. Assim, quando ele tem baixa quantidade de mistura, altas taxas de compressão são adotadas proporcionando maior eficiência energética durante a fase de combustão. Quando se tem

quantidades elevadas de mistura na câmara de combustão, a taxa de compressão é menor e mais baixa quando comparada a motores convencionais, proporcionando condições de temperatura e pressão para que a combustão ocorra de forma segura.

## 2. DESENVOLVIMENTO DO MODELO

Todo o desenvolvimento a seguir e as análises realizadas foram feitas por algoritmos escritos em MATLAB. O modelo termodinâmico foi baseado nos trabalhos de GALLO (1990) e CRÓ (2013). Esses algoritmos são capazes de avaliar diversos parâmetros termodinâmicos, cinemáticos e dinâmicos. O modelo é baseado em um ciclo de 720° divididos em intervalos ( $\partial\theta$ ) no qual o processo termodinâmico ocorre em regime permanente e a temperatura e pressão instantâneas são iguais por toda a câmara de combustão. Para cada simulação a velocidade de rotação do virabrequim é constante, assim como as pressões no coletor de admissão e de exaustão.

Diversos parâmetros como as condições ambiente, o tipo e a carga de combustível ou mistura admitida dentre outras condições de operação impostas ao motor podem ser alteradas conforme a necessidade. O combustível utilizado para nossas análises foi o etanol.

O modelo termodinâmico foi definido entre fases abertas e fechadas, o qual assume a mistura e os gases de combustão como gás ideal, processos com duração finita, transferência de calor instantânea e a queima finita através da curva de Wiebe, Eq. (1).

$$X_b(\theta) = 1 - \exp\left(-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}\right) \quad (1)$$

Na Eq. (1) a Fração de Massa queimada ( $X_b$ ) é função do ângulo inicial ( $\theta_0$ ) e final ( $\theta$ ) da combustão, da duração da combustão ( $\Delta\theta$ ) e das constantes de ajuste ( $a$ ) e ( $m$ ), definidas em particular para cada motor, (Heywood, J.B., 1988). Para nossas simulações, ( $a$ ) e ( $m$ ) são iguais a 5 e 3.5, respectivamente. Assume-se a hipótese de que a combustão ocorre em todo o cilindro simultaneamente.

A mistura homogênea e os gases de escape podem ser tratados como gás ideal, pois seus fatores de compressibilidade podem ser considerados como sendo igual a 1. Isto se deve as condições do ciclo não ultrapassarem pressões de 100 atm e temperaturas de 2500 K, (Zacharias, 1967). O ar é composto por 79% de  $N_2$  e 21% de  $O_2$ . Os gases de combustão/residuais são compostos por  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $H_2$ ,  $H_2O$ ,  $O_2$  e  $N_2$ .

Para os processos de troca de calor instantânea, Gallo (1990) afirma que a grande maioria dos modelos construídos considera o regime próximo ao permanente. Desta forma a Eq. (2) pode ser usada para o cálculo da Taxa de Transferência de Calor ( $\delta Q_p$ ).

$$\delta Q_p = h_p(\theta) * A(\theta) * [T(\theta) - T_p] * \left(\frac{60}{2 * \pi * N}\right) * d\theta \quad (2)$$

Esta é calculada em função do coeficiente de transferência de calor ( $h_p(\theta)$ ), da área instantânea da câmara de combustão ( $A(\theta)$ ), da temperatura instantânea dos gases ( $T(\theta)$ ), da

temperatura constante da parede do cilindro ( $T_p$ ), da rotação do motor ( $N$ ) e da variação do ângulo do virabrequim ( $d\theta$ ).

Para os processos em ciclo fechado, compressão, combustão e expansão, nos quais não ocorre vazamentos pelos anéis, a primeira lei da termodinâmica pode ser definida como mostra a Eq. (3).

$$dU = \delta Q - \delta W \quad (3)$$

, onde  $dU$  (Eq. 4) é a variação interna de energia,  $\delta Q$  (Eq. 5) são os processos de transferência de calor e  $\delta W$  (Eq. 6) o trabalho gerado.

$$dU = dU_{\text{Produtos}} * X_b(\theta) + dU_{\text{Reagentes}} * [1 - X_w(\theta)] + dU_{\text{gásresidual}} \quad (4)$$

Na Eq. (4)  $X_b(\theta)$  é a fração de massa queimada definida pela Eq. (1).

$$\delta Q = dQ_c + \delta Q_p \quad (5)$$

, onde  $dQ_c$  é definido como a energia liberada com a queima do combustível e  $\delta Q_p$  a taxa de transferência de calor com a parede do cilindro, Eq. (2).

$$\delta W = \left( \frac{P_\theta + P_{\theta-1}}{2} \right) * (V_\theta - V_{\theta-1}) \quad (6)$$

, onde  $P_\theta$  e  $V_\theta$  são respectivamente, a pressão e o volume relativos ao ângulo  $\theta$  atual e  $P_{\theta-1}$  e  $V_{\theta-1}$  a pressão e o volume relativos ao ângulo  $\theta$  anterior.

Para os processos em ciclo aberto, admissão e exaustão, a primeira lei da termodinâmica pode ser definida como mostra a Eq. (7).

$$dU = \delta Q - \delta W + \sum_{vv} dm_e * h_e - \sum_{vv} dm_s * h_s \quad (7)$$

, onde  $dm_e$  e  $h_e$  são respectivamente a massa e a entalpia de entrada no cilindro através das válvulas e  $dm_s$  e  $h_s$  a massa e entalpia de saída.

O cálculo de  $\delta Q$  das fases abertas podem ser efetuados da mesma maneira que na fase fechada pela Eq. (5). O cálculo do trabalho ( $\delta W$ ) pode ser realizado pela Eq. (6). Para todos os processos modelados, a variação de energia cinética e potencial foi considerada desprezível.

O dispositivo adotado, assim como todos os outros, foi modelado através da teoria de múltiplos corpos rígidos e da modelagem geométrica. O dispositivo escolhido foi configurado para uma faixa de variação da compressão entre 6:1 e 15:1 como valores mínimo (MN) e máximo (MX), respectivamente. Esses valores, caso necessário, podem ser ampliados ou reduzidos.

As equações para o cálculo da cinemática e da dinâmica irão depender de cada modelo estudado. As Eq. (8) e (9) em conjunto, calculam a posição do pistão em função da posição do atuador que varia a taxa de compressão.

$$Pos = hi - ce - \left( gd + \frac{hg}{\tan \alpha} \right) \quad (8)$$

$$\varphi = asen\alpha \left( \frac{(-bc * sen(\alpha) - oa * sen(\theta) + bc)}{ab} \right) \quad (9)$$

, onde,  $Pos$  é a posição do pistão,  $hi$ ,  $ce$ ,  $hg$ ,  $bc$ ,  $oa$ , e  $ab$  são dimensões do dispositivo que podem ser variadas,  $gd$  é a posição do atuador,  $\alpha$  e  $\varphi$  ângulos de movimento do dispositivo e  $\theta$  o ângulo do virabrequim.

A Eq. (10) mostra uma função para o cálculo da taxa de compressão em função da posição do pistão e a Eq. (11) mostra uma função para o cálculo da taxa de compressão em função da posição do atuador.

$$TC = \frac{V_{aspirado} + V_{Câmara}}{V_{Câmara}} \Rightarrow TC = \frac{\frac{Pos * b^2 * \pi}{4} + V_{Câmara}}{V_{Câmara}} \quad (10)$$

$$TC = \frac{\frac{\left( hi - ce - \left( gd + \frac{hg}{\tan \alpha} \right) \right) * b^2 * \pi}{4} + V_{Câmara}}{V_{Câmara}} \quad (11)$$

, onde,  $TC$  é a taxa de compressão e  $b$  o diâmetro do pistão.

### 3. ANÁLISE DO MOTOR

A seguir serão apresentados alguns resultados iniciais do estudo do comportamento de um motor que apresenta um dispositivo para variar a taxa de compressão. Além dos componentes convencionais de um motor a combustão interna, este dispositivo deverá possuir um atuador eletro hidráulico e uma haste de conexão. Comparado aos dispositivos existentes, este conceito apresenta fabricação e montagem relativamente simples.

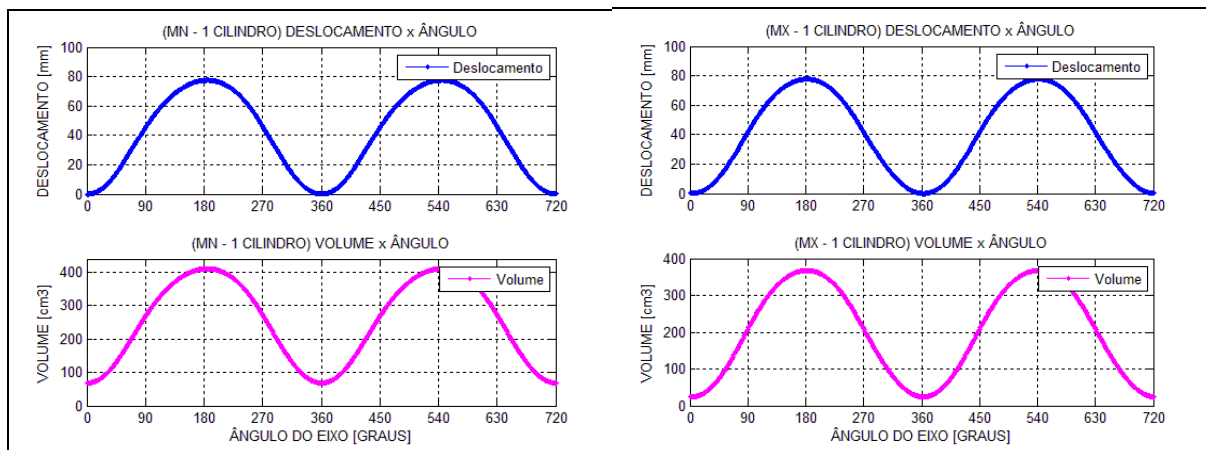
A Tab. (1) mostra os dados de entrada para as primeiras simulações realizadas. As mesmas foram efetuadas a plena carga, para um ciclo completo de 720°, entre 1000 e 7000 RPM. Estas condições foram adotadas aleatoriamente com o propósito de efetuar simulações iniciais para o estudo. No entanto o algoritmo é capaz de variar diversos parâmetros de funcionamento do motor, assim como a geometria do dispositivo e as condições termodinâmicas, permitindo a comparação dos resultados e consequentemente avaliar a eficiência da utilização de um motor com taxa de compressão variável. Todas as figuras apresentadas mostram os resultados em duas colunas, uma para a compressão mínima (MN) de 6:1 à esquerda e outra para a compressão máxima (MX) de 15:1 à direita.

**Tabela 1 – Dados de entrada.**

Temperatura Ambiente	298,15	K
Pressão Ambiente	101325	N/m <sup>2</sup>
Poder Calorífico Inferior do Etanol	27,72	MJ/kg
Número de Cilindros	1	-
Número de Válvulas	2	-
Duração da Admissão	230	°
Duração da Exaustão	245	°
Ângulo de Ignição / Duração Combustão	340 / 45	°
Rotação do Motor / Variação da Rotação	1000 a 7000 / 1000	RPM
Compressão (Mínima / Máxima)	6:1 / 15:1	-
Diâmetro do Pistão	75,0	mm
Curso do Pistão (Máxima / Mínima)	77,7 / 77,6	mm
Volume Deslocado Unitário	343	cm <sup>3</sup>

Atualmente é amplamente conhecido que motores com uma biela longa tem um enchimento melhor do cilindro em altas rotações e um motor com uma biela pequena tem um melhor enchimento a baixas rotações. Isto mostra o quanto à cinemática do pistão influencia no desempenho do motor, influenciando no enchimento do cilindro, na turbulência exigida para uma boa propagação da chama e na dinâmica de exaustão dos gases.

Como pode ser observado na Fig. (1), o dispositivo desenvolvido apresenta um movimento harmônico semelhante a de um motor convencional, não criando um novo tipo de movimento e, conseqüentemente, não penalizando os parâmetros indicados acima.

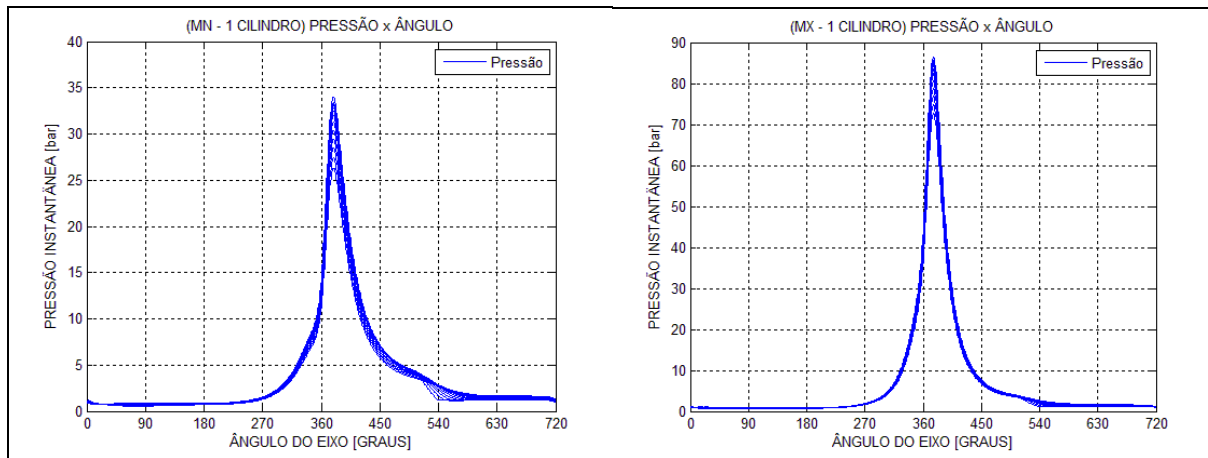


**Figura 1 – Deslocamento e Volume total x Ângulo do Virabrequim – 6:1 (esq.) / 15:1 (dir.).**

Além do benefício de não alterar a cinemática convencional, o dispositivo adotado mantém constante o deslocamento do pistão e conseqüentemente o volume de aspiração da mistura em qualquer faixa de compressão que o motor trabalhar. Isso garante que não haja comportamentos diferentes durante a condução do veículo, prejudicando bastante a dirigibilidade, podendo até mesmo interferir na aceitação do mesmo pelo mercado. Além disso, garante que o motor trabalhe em condições de aspiração constantes, tornando sua calibração mais simples e eficiente.

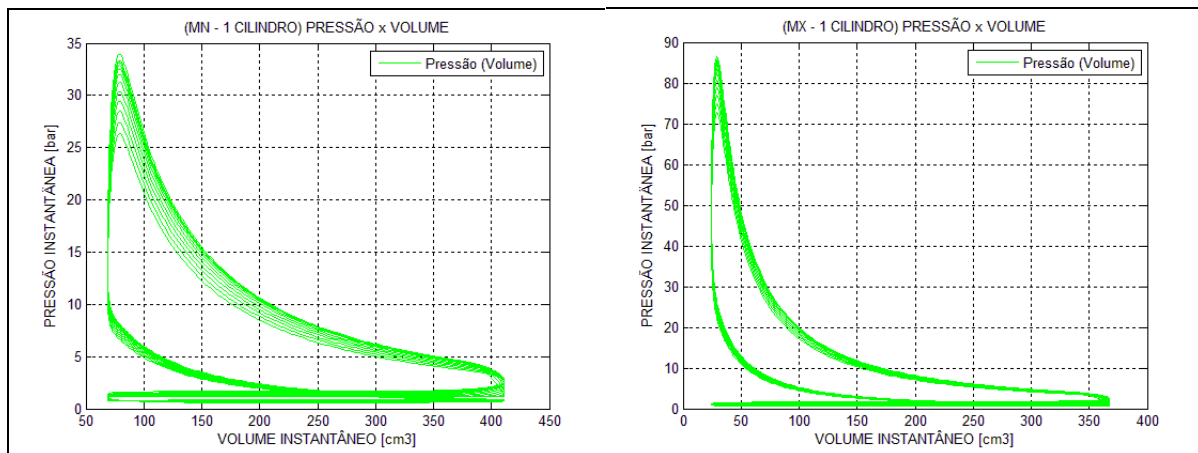
Na Fig. (2), a curva de pressão para as condições mais amplas da faixa de compressão, 6:1 e 15:1, são mostradas em função do ângulo do virabrequim. Podemos ver nos gráficos as curvas para as rotações de 1000 RPM a 7000 RPM com a variação de 1000 RPM. Para a compressão mínima (MN) à esquerda, os picos de pressão variam de 34,0 (1000 RPM) a 26,3 bar (7000

RPM), enquanto para a compressão máxima (MX) à direita, os picos de pressão variam de 86,5 (1000 RPM) a 72,7 bar (7000 RPM). Também é possível avaliar o comportamento da pressão em cada processo do ciclo, especialmente como a queda de pressão se comporta com a abertura da válvula de escape, conforme se varia a rotação.



**Figura 2 – Pressão Instantânea x Ângulo do Virabrequim – 1000 a 7000 RPM – 6:1 (esq.) / 15:1 (dir.).**

Na Fig. (3) é possível observar melhor o comportamento da pressão em função do volume da câmara. As curvas mostram a variação de rotação do virabrequim de 1000 a 7000 RPM, com variação de 1000 RPM.



**Figura 3 – Pressão Instantânea x Volume Total Instantâneo – 1000 a 7000 RPM – 6:1 (esq.) / 15:1 (dir.).**

Seguindo o modelo de atrito de um motor convencional baseado na norma ABNT NBR 5477, a Fig. (4) mostra o comportamento da pressão média em função da variação da rotação do motor. É possível ver como o atrito influencia na pressão média conforme a rotação aumenta.

A Fig. (5) mostra a variação da pressão máxima 15° após o PMS e da temperatura máxima 21° após o PMS em função da variação de rotação do motor. É possível ver um comportamento uniforme entre as taxas de compressão.



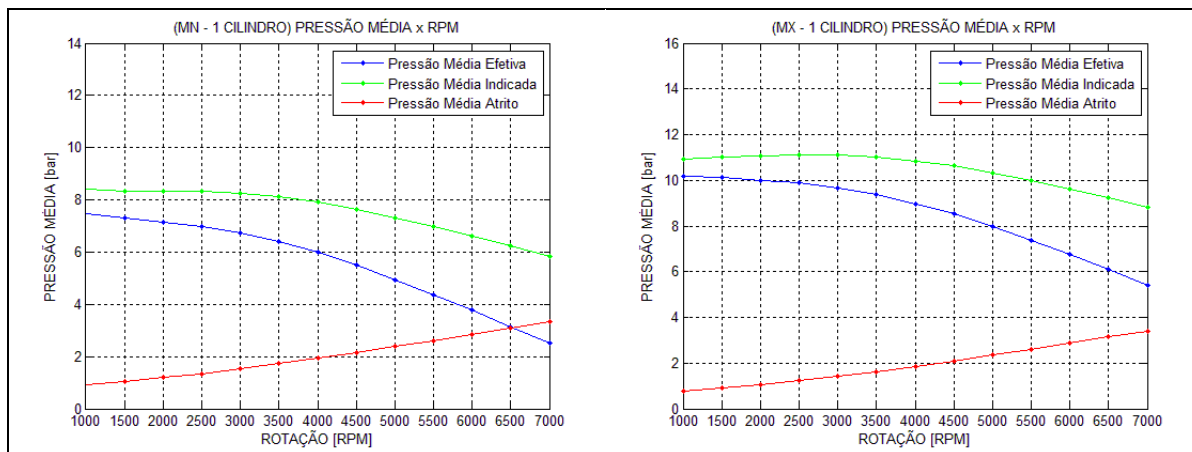


Figura 4 – Pressão Média Indicada, Efetiva e de Atrito x Rotação do Virabrequim – 6:1 (esq.) / 15:1 (dir.).

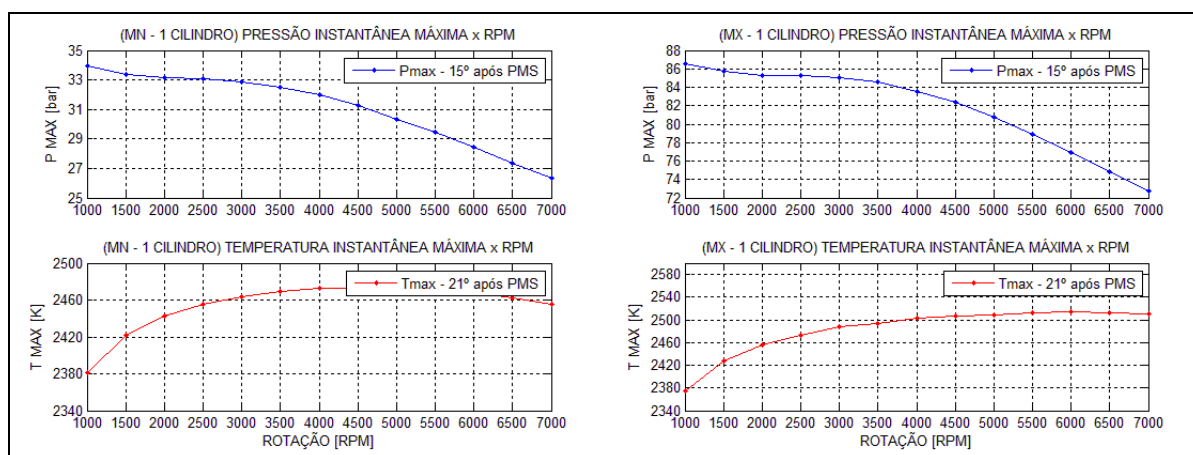


Figura 5 – Pressão e Temperatura Máxima x Rotação do Virabrequim – 6:1 (esq.) / 15:1 (dir.).

A curva de Wiebe a qual determina a fração de massa queimada, Eq. (1), é mostrada na Fig. (6). Também é possível avaliar a fração instantânea de massa queimada. A condição de queima e consequentemente a curva de fração de massa queimada a plena carga é igual para qualquer faixa de compressão. No entanto é possível adotar condições diferentes de queima a cada ciclo de combustão.

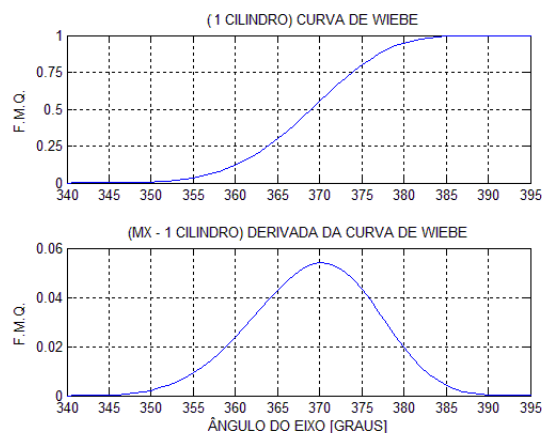
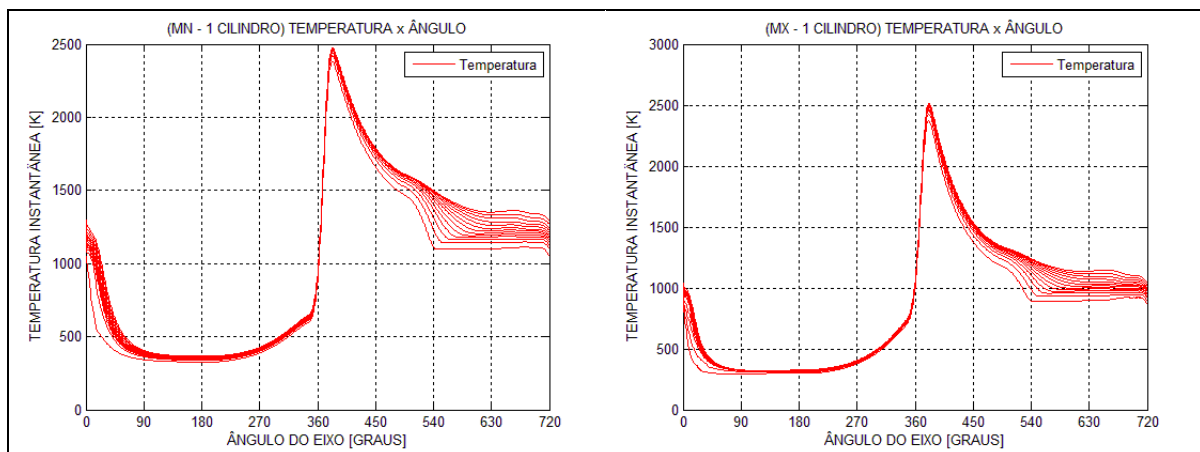


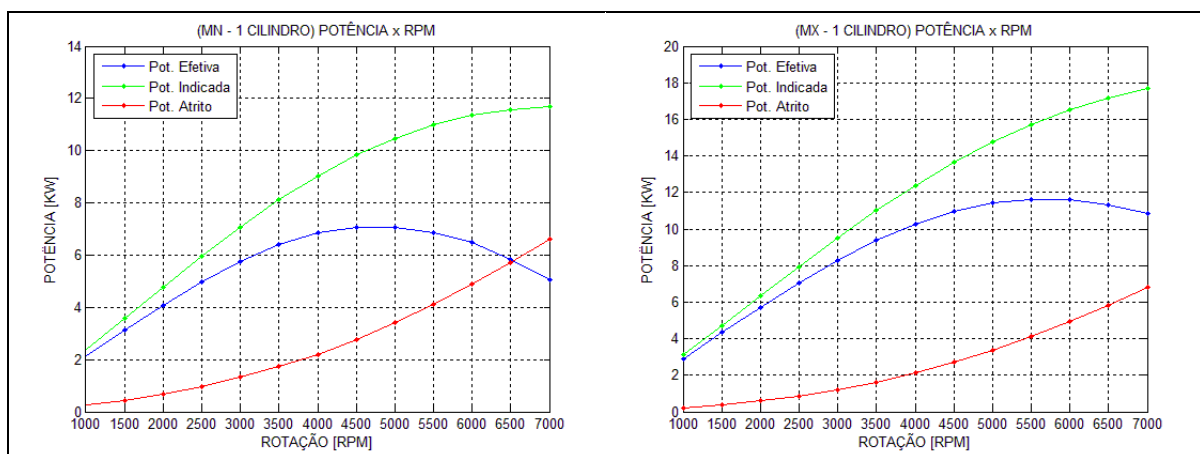
Figura 6 – Curva de Wiebe ( $a=5$  ;  $m=3,5$ ) – Fração de Massa Queimada e Fração Instantânea de Massa Queimada x Ângulo do Virabrequim – 6:1 (esq.) / 15:1 (dir.).

Como foi dito anteriormente, para nossas simulações os fatores de ajuste da curva de Wiebe, ( $a$ ) e ( $m$ ), são iguais a 5 e 3.5, respectivamente. Como mostra a Fig. (6) e a Tab. (1), a duração da combustão ( $\Delta\theta$ ) é de  $45^\circ$ . O parâmetro ( $a = 5$ ) da curva de Wiebe representa uma combustão de quase 99.33% da massa admitida pelo cilindro no processo de admissão. É possível ver que a  $385^\circ$  ou no final da combustão, a fração de massa queimada não atinge a marca de 100%. Para levar em consideração os efeitos do equilíbrio químico e da dissociação térmica que acontece em altas temperaturas e que não foram considerados no modelo termodinâmico, foi aplicada a energia produzida do processo de combustão ( $Q_c$ ) um coeficiente chamado de eficiência da combustão ( $\eta_c$ ), proposto por Alla (2002). O valor do coeficiente de combustão para uma mistura ar/combustível estequiométrica é de 87%, (CRÓ, 2013).



**Figura 7 – Temperatura Instantânea x Ângulo do Virabrequim - 1000 a 7000 RPM - 6:1 (esq.) / 15:1 (dir.).**

Na Fig. (7) podemos avaliar o comportamento da temperatura da câmara de combustão em função do ângulo de rotação do virabrequim. As curvas mostram a variação de rotação do virabrequim de 1000 a 7000 RPM. Podemos observar na Fig. (7) que conforme a rotação do virabrequim aumenta, a temperatura de exaustão passa a aumentar também, o que é esperado. Isso acontece devido ao menor tempo para a troca de calor com as paredes do cilindro e pelo aumento da frequência que combustão.

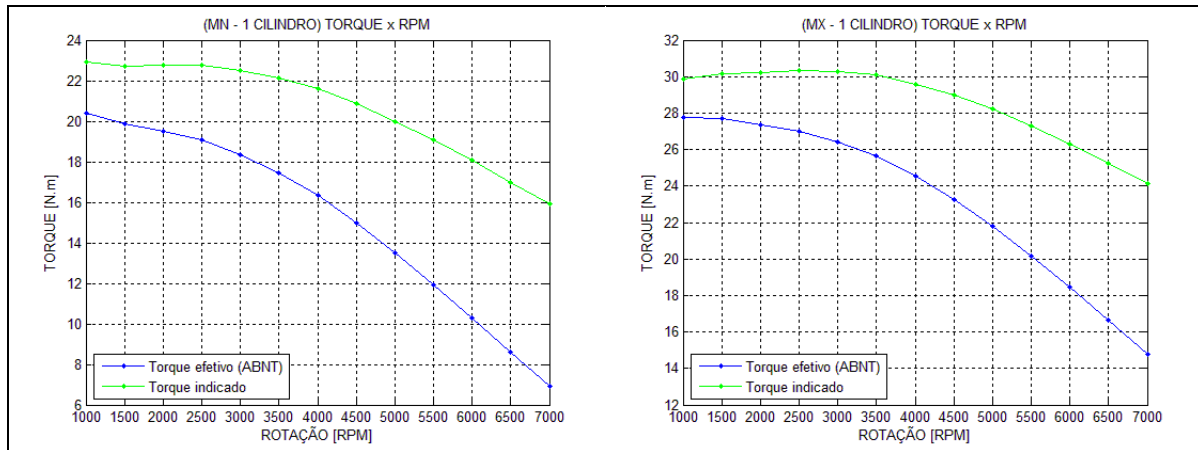


**Figura 8 – Potência Indicada, Efetiva e de Atrito x Rotação do Virabrequim – 6:1 (esq.) / 15:1 (dir.).**

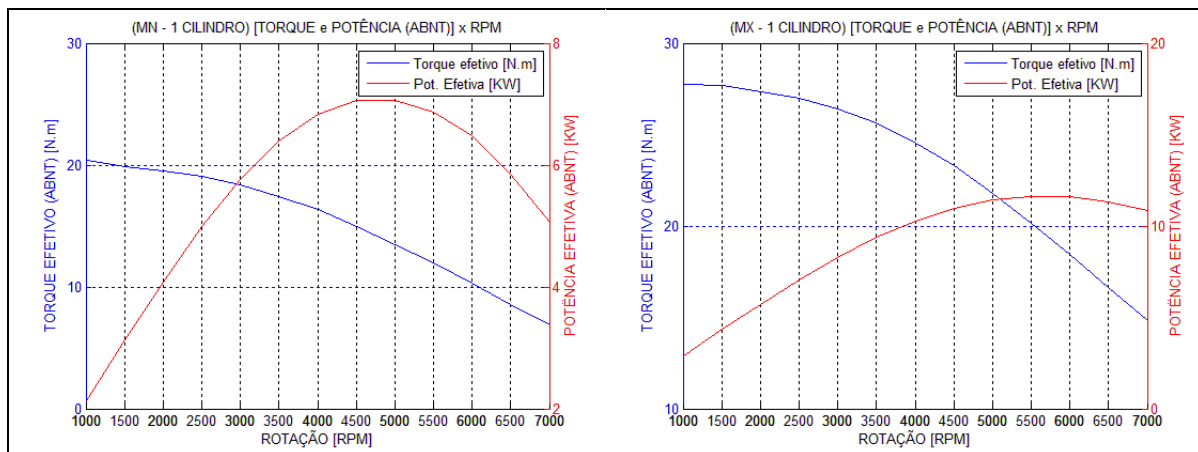
As curvas de potência indicada, efetiva e de atrito podem ser vistas na Fig. (8).

A compressão mínima, temos um pico de 11,7 kW de potência indicada para 1 cilindro. A compressão máxima são obtidos 17,7 kW.

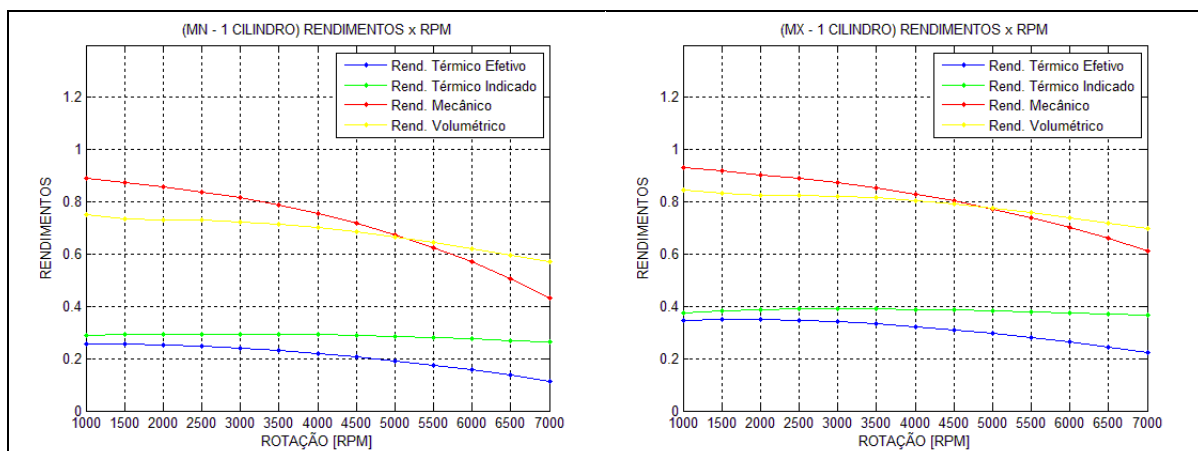
Podemos ver na Fig. (9) o torque indicado e efetivo. É possível observar um pico máximo de torque indicado de 22,7 Nm entre 1000 e 2500 RPM para a compressão mínima e um pico máximo de 30,0 Nm de 1000 a 3500 RPM para a compressão máxima.



**Figura 9 – Torque Indicado e Efetivo x Rotação do Virabrequim – 6:1 (esq.) / 15:1 (dir.).**



**Figura 10 – Torque e Potência Efetiva (ABNT) x Rotação do Virabrequim – 6:1 (esq.) / 15:1 (dir.).**



**Figura 11 – Rendimento Térmico, Mecânico e Volumétrico x Rotação do Virabrequim – 6:1 (esq.) / 15:1 (dir.).**

A Fig. (10) sobrepõe às curvas de torque e potência efetiva para um cilindro.

Na Fig. (11) é possível vermos o rendimento térmico indicado e efetivo, o rendimento mecânico e o rendimento volumétrico. Os valores encontrados estão conforme os esperados e dentro da faixa encontrada no mercado. Isso mostra a consistência do modelo e a boa correlação do modelo com a realidade, baseados nos parâmetros adotados.

O consumo específico é mostrado na Fig. (12). Conforme esperado, com o aumento da rotação e da potência, o consumo específico também aumenta. Lembrando que o combustível adotado na simulação é o etanol, a faixa de consumo encontrada em função da rotação está dentro do esperado.

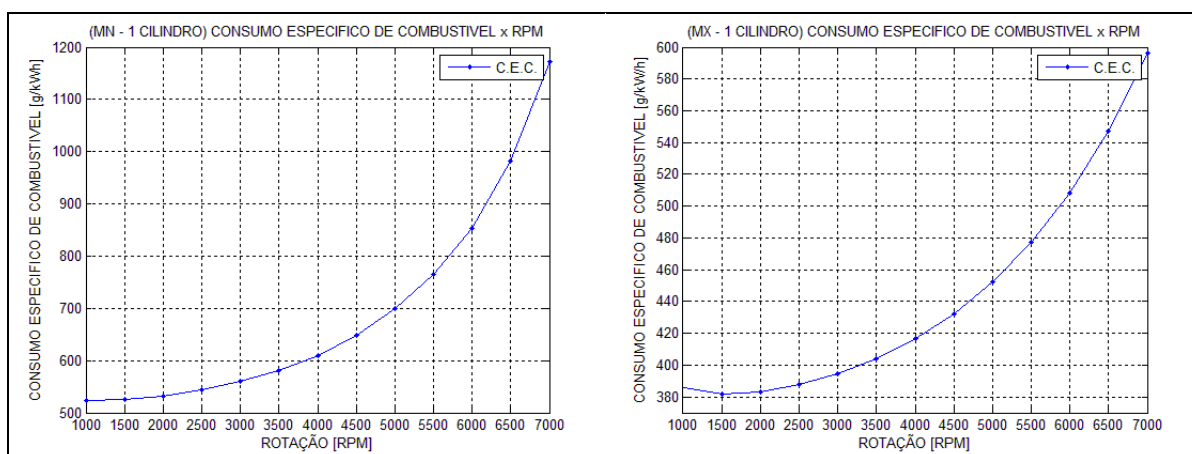


Figura 12 – Consumo Específico x Rotação do Virabrequim – 6:1 (esq.) / 15:1 (dir.).

## CONCLUSÃO

Os modelos escolhidos e implementados em MATLAB se mostraram bastante úteis e práticos na avaliação do comportamento de um motor que apresenta dispositivos que variam a taxa de compressão. A simulação possibilita uma avaliação rápida e de baixo custo, permitindo ainda a avaliação individual de cada parâmetro e a obtenção e armazenamento de uma ampla quantidade de dados. Quando usado com dados de motores convencionais, o modelo se mostrou bastante coerente, mas é necessária uma calibração com dados experimentais próprios e a utilização de um modelo de atrito adequado ao dispositivo criado. Desta forma, todos os parâmetros aqui determinados podem ser otimizados, tornando o modelo mais preciso, robusto e próximo da realidade.

Os algoritmos se mostraram flexíveis ao permitem a avaliação Termodinâmica, Cinemática e Dinâmica de qualquer motor a combustão interna. Para que isso aconteça, basta que os mesmos sejam calibrados com dados experimentais dos seus modelos termodinâmicos e com os parâmetros relativos à sua construção.

Para tornar o modelo mais robusto e ampliar as possibilidades de análise, um algoritmo para prever e avaliar o fenômeno de detonação pode ser implementado, possibilitando obter curvas de funcionamento representativas de carga versus consumo versus rotação.

Para esclarecimentos adicionais, contatar:

UNICAMP - FEM - DMC

Rua Mendeleev, 200 – Sala BD-308

Campinas - SP – 13083-860

Tel.: (019) 3521-3386 / (019)3521-3195

E-Mail: [gustavosl@fem.unicamp.br](mailto:gustavosl@fem.unicamp.br) / [janito@fem.unicamp.br](mailto:janito@fem.unicamp.br)

## REFERÊNCIAS

- [1] Instituto Nacional de Eficiência Energética. Conceito. Disponível em <http://www.inee.org.br/>. Acesso em: 05/2014.
- [2] CONPET. Programa Inovar Auto incentiva eficiência energética e produção de veículos no país. Disponível em <http://www.conpet.gov.br/>. Acesso em: 05/2014.
- [3] ANPEI. Inovar-Auto – Programa de Incentivo à Inovação Tecnológica e Adensamento da Cadeia Produtiva de Veículos Automotores. Disponível em <http://www.anpei.org.br/>. Acesso em: 05/2014.
- [4] KPMG. Programa Inovar Auto – Benefícios Fiscais. Disponível em: <http://www.kpmg.com.br/>. Acesso em: 05/2014.
- [5] Mosaico Engenharia. Nova Era da Eletricidade para economia de energia sustentável. Disponível em: <http://www.mosaico.com.br/>. Acesso em: 05/2014.
- [6] Jornal do Senado, Revista em Discussão. Programas de “economia verde” no mundo: energia renovável, trabalho de cooperativas para reciclagem de resíduos e sistemas de transporte de passageiros com redução de emissão de gases poluentes. Disponível em: <http://www.senado.gov.br/>. Acesso em: 05/2014.
- [7] HONDA. FCX Clarity. Disponível em: <http://www.automobiles.honda.com/fcx-clarity/>. Acesso em: 05/2014.
- [8] Terra, Veículos. Ford mostra carro movido a energia solar e autonomia de quase 1 mil km. Disponível em: <http://www.economia.terra.com.br/carros-motos/>. Acesso em: 05/2014.
- [9] HypeScience. Peugeot quer vender carro híbrido movido à gasolina e ar comprimido. Disponível em: <http://hypescience.com/>. Acesso em: 05/2014.
- [10] CASSIANI, Maurílio B.; Bittencourt, Marco Lúcio. Variable Compression Ratio Engines, **SAE Technical Paper (2009-36-0245)**, UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 2009.
- [11] AMJAD, Shaik; N., Shenbaga V. M.; R., RUDRAMOORTHY. Variable compression ratio engine: a future power plant for automobiles – an overview. **IMechE JAUTO573**, PSG College of Technology, Peelamedu, Coimbatore, India, Proc. IMechE Vol. 221 Part D: J. Automobile Engineering, 2007.
- [12] HEYWOOD, J.B., **Internal Combustion Engine Fundamentals**. Massachusetts Institute of Technology, McGraw-Hill, Inc, New York, 1988.
- [13] ZACHARIAS, F., Analytical Representation of the Thermodynamic Properties of Combustion Gases, **SAE Technical Paper (670930, p. 1-16.)**, 1967.
- [14] GALLO, Waldyr L. R.. Análise Exergética de Motores a Gasolina e Álcool, **Tese de Doutorado**, Universidade de Campinas – UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 1990.
- [15] CRÓ, Nelson P. R.; FERREIRA, Janito Vaqueiro. Computational Modeling of Internal Combustion Engines: Influence of Compression Ratio in the Indicated Performance Curves, **SAE Technical Paper (2013-36-0349)**, UNICAMP, Campinas-SP, Brasil, 2013.
- [16] ALLA, G.H.A., Computer Simulation of a Four Stroke Spark Ignition Engine, **Energy Conversion and Management**, Vol. 43, n.8, p.1043-1061, (2002).