



8º CONGRESSO IBEROAMERICANO DE ENGENHARIA MECANICA

Cusco, 23 a 25 de Outubro de 2007

DESENVOLVIMENTO DO CONCEITO DE MOTOR SOBRE-EXPANDIDO – análise teórica, numérica e experimental

Martins, J J.G *, Ribeiro, B S *,

* Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade do Minho, Guimarães, Portugal

* jmartins@dem.uminho.pt

RESUMO

Os motores de combustão interna de ciclo Diesel têm, convencionalmente, maior rendimento que os motores de ignição comandada. Porém, é possível, com recurso a técnicas de variação de abertura de válvulas e de variação de taxa de compressão, aumentar o rendimento de motores de ignição comandada para valores superiores aos dos motores Diesel.

Este trabalho relata o potencial de alteração do vulgar ciclo Otto para outros ciclos de ignição comandada com elevado rendimento, mesmo superior ao do ciclo Diesel. Esta demonstração é feita de 3 modos: pelo recurso à termodinâmica base; usando modelação de funcionamento de motores; e por testes laboratoriais, usando um motor Diesel que é convertido em ciclo Otto, ao qual se varia a duração de abertura da válvula de admissão e o valor da taxa de compressão. Prova-se, em todos os 3 modos (teórico, numérico e experimental), que o motor de ignição comandada de ciclo sobre-expandido com variação da taxa de compressão é o que proporciona maior rendimento.

PALAVRAS CHAVE

motores de combustão interna, ciclo sobre-expandido, rendimento, ciclo Miller

INTRODUÇÃO

Os motores de combustão interna são, ainda, o principal meio de fornecimento de potência a veículos, funcionando como motores de ignição comandada (vulgo “a gasolina”) ou de ignição por compressão (vulgo “Diesel”). Tradicionalmente os motores a gasolina produzem maior potência e são suaves enquanto que os motores Diesel apresentam menores consumos mas são de funcionamento duro e “fumam” pelo escape. Actualmente os motores Diesel estão num nível de desenvolvimento notável, conseguindo ser suaves, limpos enquanto mantêm os baixos consumos, o que levou a subirem extraordinariamente as vendas, pelo menos na Europa.

Na sua aplicação viária, os motores de veículos são usados predominantemente em carga parcial. Enquanto que os motores a gasolina baixam muito o seu rendimento quando em carga parcial, os motores Diesel têm o potencial de serem mais eficientes nessas condições. Assim, principalmente em carga parcial, os motores Diesel são muito mais eficientes que os a gasolina. Porém, é possível contrariar a tendência que os motores a gasolina têm de aumentar o consumo com o abaixamento da carga.

Um dos principais problemas deste tipo de motores reside na necessidade de uso de misturas estequiométricas de modo a ter uma combustão estável e para que o catalisador tenha uma elevadíssima taxa de eliminação de poluentes. Esta necessidade de mistura estequiométrica obriga a que a carga seja controlada pela diminuição da pressão de admissão, aumentando as perdas por bombagem e reduzindo a pressão de início de combustão, ambos os efeitos levando a uma redução drástica no seu rendimento de funcionamento.

Ciclo de Miller

O ciclo de Miller é baseado no ciclo de Otto, mas a expansão é mais longa que a compressão, permitindo uma sobre-expansão dos gases queimados que, de outro modo, seriam perdidos pelo escape. Tal pode ser conseguido por vários métodos:

- uso de um sistema biela-manivela especial que permite que os tempos de admissão/compressão sejam menores que os de expansão/escape;
- reduzindo a admissão/compressão fechando a válvula de admissão muito antes do PMI, mantendo a extensão da expansão (EIVC – early intake valve closure);
- reduzindo a admissão/compressão fechando a válvula de admissão muito depois do PMI (parte dos gases admitidos saem novamente do cilindro, LIVC – late intake valve closure), mantendo a extensão da expansão;

Porém, esta não é a única alteração necessária à criação de um motor a gasolina com elevado rendimento: a taxa de compressão deverá também ser controlável.

Assim, torna-se necessário que um motor tenha sistemas de alteração de abertura de válvulas e da taxa de compressão. Estes sistemas estão actualmente em desenvolvimento. Vários construtores usam Variação de Abertura de Válvulas (VAV), entre os quais realça o sistema Valvetronic da BMW [1] (Fig.1). Os sistemas de variação de taxa de compressão ainda não atingiram o mercado, mas o sistema da SAAB [2] (Fig.2) parece ser o mais perto da produção.

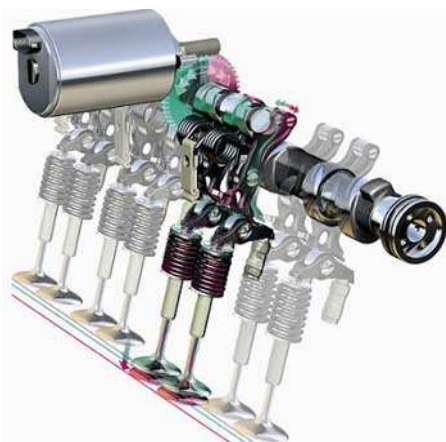


Figura 1 – BMW Valvetronic [1]

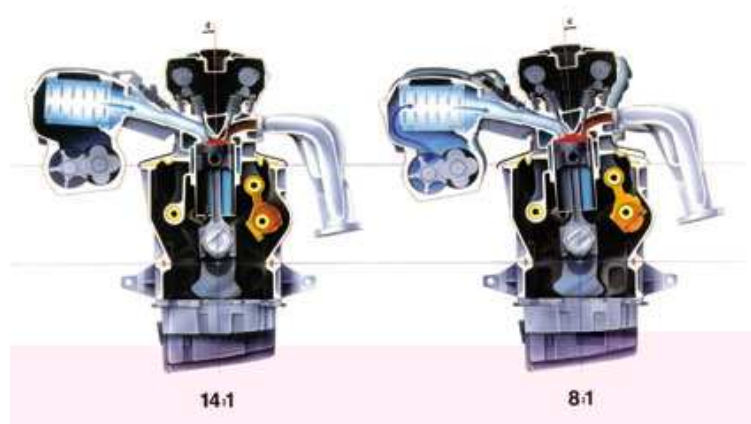


Figura 2 – SAAB SVC [2]

MODELO TEÓRICO DE CICLOS

Como acima foi referido, o ciclo de Miller é semelhante ao de Otto, com uma maior expansão (Fig.3). A descrição do desenvolvimento das equações (para este e para os outros ciclos) pode ser visto em Martins [3, 4], sendo aqui apresentado somente as equações resultantes e os consequentes gráficos. Os modelos usados para este cálculo resultam da aplicação das leis da termodinâmica reversível (ignorando, por exemplo, a duração da combustão, transferência de calor e atrito), pelo que os resultados somente poderão ser usados como comparativos entre si, e nunca como absolutos. Mais à frente será apresentado outro modelo em que estes efeitos, entre outros, serão tidos em consideração.

Num motor de combustão interna com geometria fixa, a taxa de compressão (aqui denominada geométrica) é dada por (Fig.3)

$$\varepsilon_g = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_5}{V_2} \quad (1)$$

No caso do ciclo de Miller, em que a expansão é maior que a compressão, torna-se necessário definir uma outra taxa de compressão (efectiva):

$$\varepsilon_{ef} = \frac{V_{adm}}{V_{PMS}} = \frac{V_1}{V_2} \quad (2)$$

Neste ciclo torna-se necessário usar uma relação entre a expansão e a compressão (relação de expansão), que é um parâmetro característico do ciclo de Miller [3, 4]:

$$\sigma = \frac{V_{PMI}}{V_{adm}} = \frac{V_5}{V_1} \quad (3)$$

Das equações (1) e (2) temos:

$$\sigma = \frac{\varepsilon_g}{\varepsilon_{ef}} \quad (4)$$

que mostra que σ também relaciona a taxa de compressão geométrica com a efectiva. No ciclo de Otto o valor de σ é unitário, pois a expansão é igual à compressão.

Ciclo de Otto

Quando os motores a gasolina operam em carga parcial, geralmente a admissão é restringida, produzindo-se um vácuo parcial no colector de admissão, de modo a que o motor possa funcionar estequiométricamente e com menor caudal de gasolina. Este modo de operação pode ser visto na Fig.4 para o ciclo de Otto em carga parcial. A área definida por 1'-6-7-1-1' representa trabalho de bombagem (negativo) enquanto que a área 1'-2-3-4-5-1' mostra o trabalho positivo desenvolvido sobre o pistão. Assim, podemos calcular o trabalho presente neste ciclo [3]:

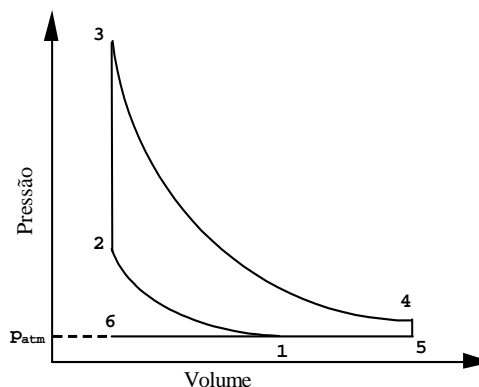


Figura 3 – Diagrama p - V do ciclo de Miller

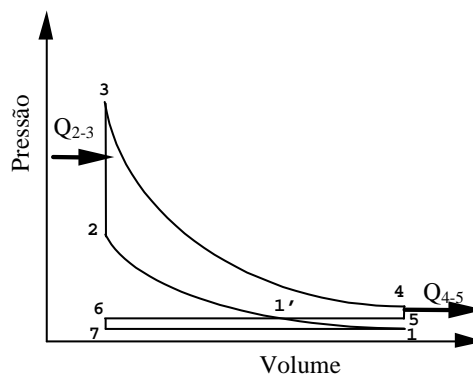


Figura 4 - Diagram p - V do ciclo de Otto

$$W = \frac{p_1 \cdot V_1}{\gamma - 1} (\tau - 1) \cdot (\varepsilon^{\gamma-1} - 1) - V_1 \cdot (p_0 - p_1) \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} = p_1 \cdot V_1 \cdot \frac{B}{\varepsilon^{\gamma-1}} (\varepsilon^{\gamma-1} - 1) - V_1 \cdot (p_0 - p_1) \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \quad (5)$$

com
$$\tau = \frac{p_3}{p_2} = \frac{T_3}{T_2}; \quad p_3 = \tau \cdot p_1 \cdot \varepsilon^\gamma$$

e o seu rendimento

$$\eta_o = \frac{W}{Q} = \frac{p_1 \cdot V_1 \cdot \frac{B}{\varepsilon^{\gamma-1}} (\varepsilon^{\gamma-1} - 1) - p_1 \cdot V_1 \cdot (\beta - 1) \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}}{\frac{m}{1 + A/F} \cdot Q_{PC}} \quad (6)$$

no qual $\beta = \frac{p_0}{p_1}$ é a relação entre pressão atmosférica e pressão da admissão e $B = \frac{1}{1 + A/F} \cdot \frac{Q_{PC}}{R \cdot T_1}$ é uma constante (a mistura é sempre estequiométrica). O rendimento pode também ser descrito da seguinte forma:

$$\eta_o = \frac{\frac{B}{\varepsilon^{\gamma-1}} (\varepsilon^{\gamma-1} - 1) - (\beta - 1) \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}}{B} \quad (7)$$

Como o trabalho máximo (W_{max}) é produzido para pressão atmosférica: $W_{max} = W$ quando $p_1 = p_0$ ou $\beta = 1$, fica

$$\frac{W}{W_{max}} = \frac{1}{\beta} - \frac{(\beta - 1) \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \varepsilon^\gamma}{\beta \cdot B \cdot (\varepsilon^{\gamma-1} - 1)} \quad (8)$$

Os valores para o rendimento deste ciclo podem ser vistos nas Figs.5 e 6 para um motor com $\varepsilon=12$.

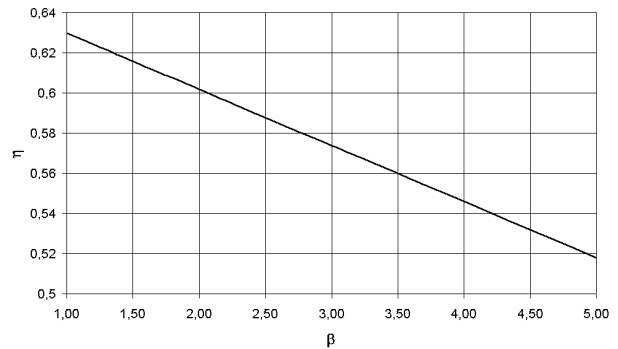


Figura 5 – Rendimento térmico do ciclo de Otto, função da relação de pressão (β)

Ciclo de Miller

Usando o ciclo apresentado na Fig.3, o seu rendimento pode ser expresso por [3]:

$$\eta_{M_G} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_g^{\gamma-1}} - \frac{\sigma^\gamma (\gamma - 1) - \gamma \cdot \sigma^{\gamma-1} + 1}{(\gamma - 1) \cdot \sigma^{\gamma-1} \cdot B} \quad (9)$$

no qual

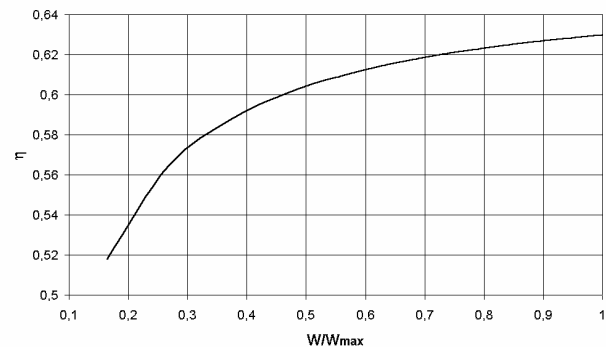


Figura 6 – Rendimento térmico do ciclo de Otto, função da carga

$$B = \frac{m \cdot Q_{PC}}{p_1 \cdot \Delta V \cdot \left(1 + \frac{A}{F}\right)}$$

Usando a expressão (9) é possível expressar graficamente o rendimento do ciclo de Miller função de σ para diferentes valores de taxa de compressão geométrica, tal como é apresentado na Fig.7.

Este é o caso de motores com variação da abertura das válvulas de admissão, permitindo que mais ou menos massa de ar entre no cilindro em cada ciclo, mas sempre à pressão atmosférica. Porém, tal implica que o abaixamento de carga também se dê com abaixamento da pressão máxima do ciclo, o que reduz o rendimento do motor. Tal é visível na Fig.7, na qual o rendimento baixa com a diminuição da carga. A passagem das linhas contínuas para interrompidas indica que foi atingida a pressão atmosférica no final da expansão.

Ciclo de Miller VCR (com variação de taxa de compressão)

Os motores de ignição comandada estão limitados pelo aparecimento do “knock”, que está relacionado com a pressão máxima do ciclo. Assim, se mantivermos sempre a pressão máxima do ciclo (no limite de aparecimento de “knock”), teremos um motor funcionando com o máximo de rendimento. Para realizar tal motor, é necessário que ele possua variação de abertura de válvulas (para permitir o ciclo de Miller) e variação da taxa de compressão.

Desta forma, para manter as condições de “knock” constantes com a variação de carga, basta-nos manter a taxa de compressão efectiva (σ_{ef}) constante. A expressão para o rendimento deste ciclo de Miller (efectivo) é obtida pela inclusão da Eq.4 na Eq.9, ficando [3]:

$$\eta_{M_{ef}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_{ef}^{\gamma-1} \cdot \sigma^{\gamma-1}} - \frac{\sigma^{\gamma}(\gamma-1) - \gamma \cdot \sigma^{\gamma-1} + 1}{(\gamma-1) \cdot \sigma^{\gamma-1} \cdot B} \quad (10)$$

A representação gráfica pode ser vista na Fig.8 para 3 diferentes taxas de compressão efectivas. Como se pode verificar, o rendimento deste ciclo aumenta com a diminuição da carga. Mais uma vez, a passagem das linhas contínuas para interrompidas indica que foi atingida a pressão atmosférica no final da expansão, que neste caso representa o máximo de rendimento para essa taxa de compressão efectiva. Este ponto corresponde ao ciclo de Atkinson, no qual a expansão é feita até à pressão atmosférica.

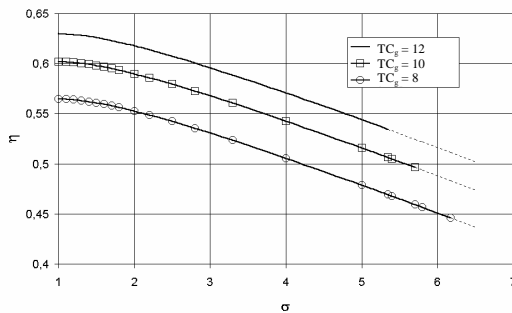


Figura 7 – Rendimento térmico função de σ para diferentes taxas de compressão (geométricas)

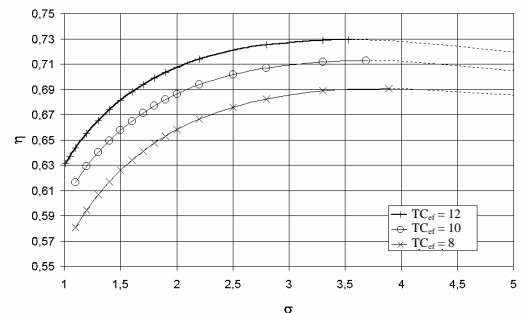


Figura 8 - Rendimento térmico função de σ para diferentes taxas de compressão (efectivas)

As Figs.9 e 10 representam os valores óptimos de σ para diferentes taxas de compressão efectivas e o valor do rendimento máximo (ciclo de Atkinson) função desta taxa de compressão.

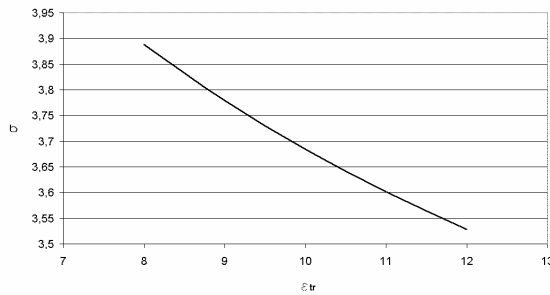


Figura 9 – Ótimo valor de σ para diferentes taxas de compressão efectivas

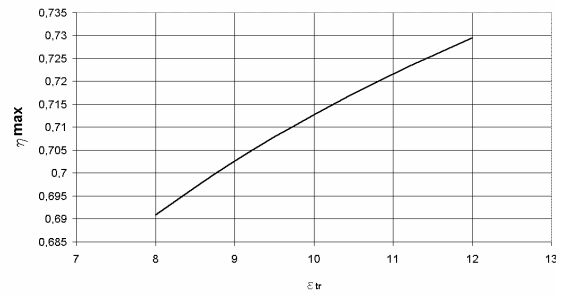


Figura 10 – Rendimento máximo função da taxa de compressão efectiva

Ciclo de Diesel

No ciclo de Diesel a carga é controlada pela quantidade de combustível injectado, pois a quantidade de ar não é limitada. Assim, a combustão faz-se com uma mistura cada vez mais pobre e resulta num “patamar” a pressão constante cada vez mais curto, no diagrama p - V (Fig.11). O rendimento deste ciclo pode calculado [3] por:

$$\eta_D = 1 - \frac{[A(\Phi)]^\gamma \cdot \left(\frac{1}{\epsilon}\right)^{\gamma-1} - \left(\frac{1}{\epsilon}\right)^{\gamma-1}}{\gamma \cdot [A(\Phi) - 1]} = 1 - \left(\frac{1}{\epsilon}\right)^{\gamma-1} \cdot \frac{[A(\Phi)]^\gamma - 1}{\gamma \cdot [A(\Phi) - 1]} \quad (11)$$

com $A(\Phi) = 1 + \frac{(\gamma-1) \cdot Q_{PC}}{\gamma \cdot R \cdot T_1 \cdot \epsilon^{\gamma-1}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{(A/F)_{est}}{\Phi}}$ e $\Phi = \frac{(A/F)_{est}}{A/F} = \frac{F/A}{(F/A)_{est}}$.

O resultado aparece na Fig.12.

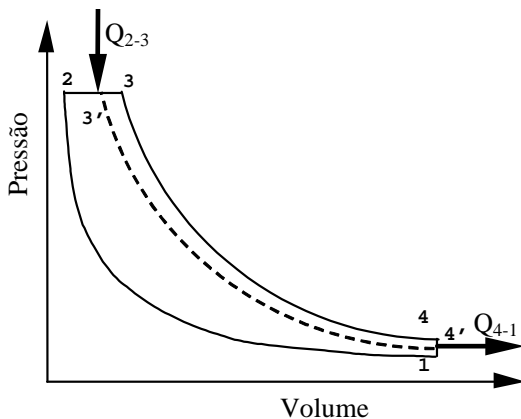


Figura 11 – Diagrama p - V do ciclo de Diesel

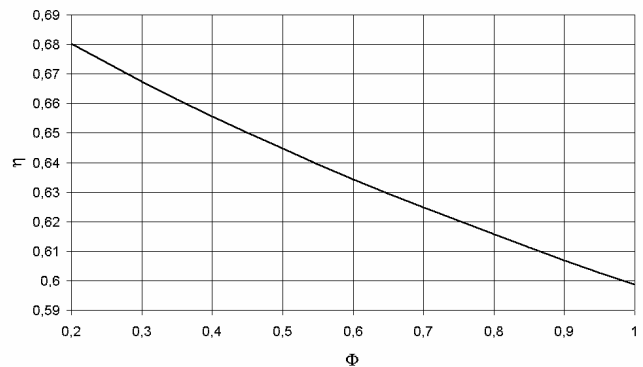


Figura 12 – Rendimento térmico função de Φ para o ciclo de Diesel

Como pode ser visto, o rendimento aumenta com a diminuição da carga, pois a menor quantidade de calor fornecida ao ciclo resulta em menor pressão e menor temperatura na altura da abertura da válvula de escape, perdendo-se menos entalpia neste processo.

Ciclo misto

O ciclo misto mostra com maior realidade o funcionamento teórico dos motores Diesel rápidos, pois apresenta um fornecimento inicial de calor, que nos motores modernos pode ser considerado o resultante das pré-injecções. Seguidamente dá-se o restante fornecimento de calor a pressão constante (Fig.13). Neste estudo considera-se que o calor fornecido inicialmente (nas pré-injecções) é 1/10 do potencialmente fornecido se a mistura fosse estequiométrica. Na Fig.13 pode-se identificar o ciclo a carga parcial com expansão pela linha interrompida.

O rendimento pode ser escrito [3] como:

$$\eta_m = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{\gamma-1} \cdot \frac{C(\Phi, \Psi)^{\gamma-1} \cdot \frac{1+B(\Phi, \Psi)+(\gamma-1) \cdot A(\Psi)}{\gamma} - 1}{B(\Phi, \Psi)} \quad (12)$$

com:

$$A(\Psi) = 1 + \frac{(\gamma-1) \cdot \Psi \cdot Q_{PC}}{R \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\gamma-1}} \cdot \frac{1}{1 + \left(\frac{A}{F}\right)_{est}}$$

$$B(\Phi, \Psi) = 1 + \frac{(\gamma-1) \cdot Q_{PC}}{R \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\gamma-1}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{est}}{\Phi}}$$

$$C(\Phi, \Psi) = 1 + \frac{\left(1 - \frac{\Psi}{\Phi}\right) \cdot Q_{PC}}{\frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot R \cdot A(\Psi) \cdot T_1 \cdot \varepsilon^{\gamma-1}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\left(\frac{A}{F}\right)_{est}}{\Phi}}$$

Considerando $\Phi = \frac{Q_T'}{Q_T}$ $\Psi = \frac{Q_V}{Q_T}$ $\Psi' = \frac{Q_V}{Q_T'}$

resulta $\Psi' = \frac{\Psi}{\Phi}$

O factor de carga é, neste caso, Φ . Repare-se que a quantidade de calor fornecida a volume constante é sempre constante, sendo a carga variada exclusivamente pela extensão do fornecimento de calor a pressão constante.

A Fig.14 mostra a variação do rendimento com a carga (Φ) para uma taxa de compressão de 18:1, mostrando o aumento de rendimento com a diminuição da carga.

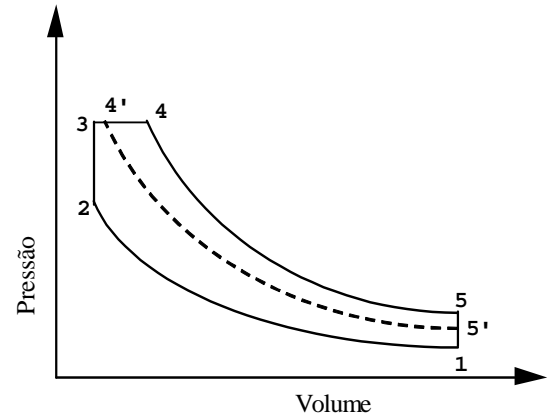


Figura 13 - Diagrama p - V para o ciclo misto

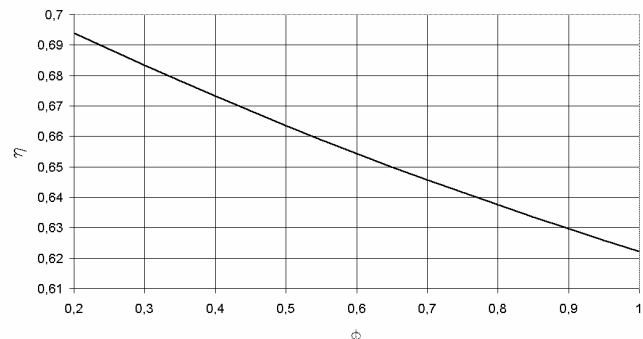


Figura 14 – Rendimento térmico do ciclo misto função de Φ para $\varepsilon=18:1$

Comparações entre ciclos

A comparação entre os ciclos apresentados função da carga é apresentada na Fig.15. Nesta pode-se ver que o ciclo de Miller VCR (com variação de taxa de compressão) é sempre o melhor, sendo o ciclo de Otto o que apresenta mais baixos rendimentos teóricos, seguido de perto pelo ciclo de Miller sem controlo da taxa de compressão. Estes são os únicos ciclos em que o rendimento baixa com o abaixamento da carga.

Na Fig.16 faz-se uma comparação entre os ciclos de Miller e o misto com taxas de compressão entre 20:1 e 25:1. Mesmo com este valor mais elevado, o ciclo de Miller VCR apresenta maior rendimento para cargas inferiores a 0.7.

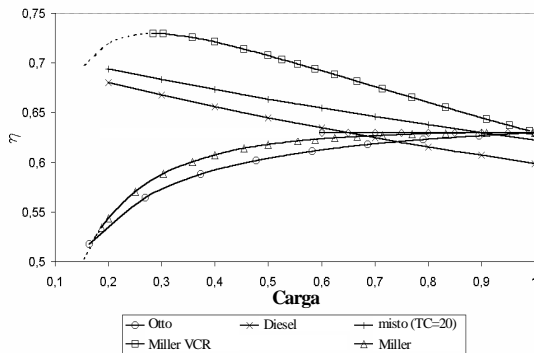


Figura 15 – Comparação do rendimento térmico dos vários ciclos, função da carga

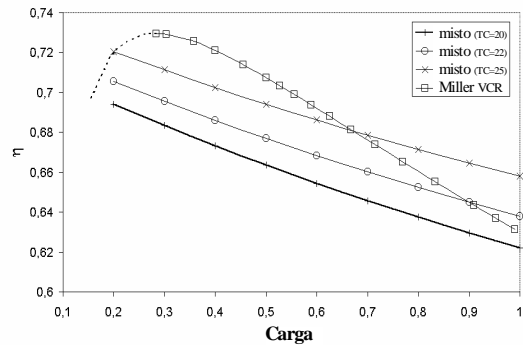


Figura 16 – Comparação do rendimento térmico do ciclo Miller com o misto para diferentes taxas de compressão

MODELO NUMÉRICO

Um modelo numérico foi usado para simular o funcionamento de motores de combustão interna, permitindo a comparação entre diferentes estratégias de funcionamento. O modelo foi escrito em MATLAB/SIMULINK e permite prever o funcionamento de um motor de ignição comandada com diferentes aberturas de válvulas e diferentes taxas de compressão.

O modelo usado permite a especificação de vários parâmetros geométricos do motor incluindo geometria do sistema biela-manivelo e abertura das válvulas, embora tenha a desvantagem de não considerar os efeitos do escoamento de ar e impulsos de pressão nas várias condutas. Esta desvantagem pode ser minimizada pela introdução de coeficientes calculados a partir da avaliação do motor em funcionamento.

O modelo prevê o funcionamento de um monocilindro de 4 tempos e inclui o cálculo do volume, pressão, temperatura, espécies químicas, entrada e saída de massa, combustão, transferência de calor e atrito em instantes sucessivos. O modelo é de uma zona e baseia-se na 1ª Lei da Termodinâmica: $dU = dQ - dW + h_{in}dm_{in} - h_{out}dm_{out}$, baseando-se na análise de gás ideal. As várias propriedades são calculadas, para cada espécie química, à temperatura instantânea, e sempre em condições de estequiometria.

Durante a combustão, os gases frescos (combustível e ar) são transformados em produtos de combustão (CO_2 , H_2O e N_2) de acordo com uma função de Wiebe [5]:

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

com $a = 5$ e $m = 2$, θ_0 é o local do início da ignição e $\Delta\theta$ é a sua extensão, em ângulos de cambota. A quantidade de calor libertada será então:

$$\frac{dQ}{dt} = Q_R \frac{dx_b}{dt}$$

Durante parte do ciclo as válvulas de admissão e de escape estão abertas, permitindo escoamento de e para o interior do cilindro. De notar que, dependendo das pressões existentes no cilindro e nos colectores de admissão e escape, pode haver entrada e saída de gases frescos ou queimados de/para a admissão ou escape. O modelo considera 3 volumes de fluidos diferentes: gases queimados no escape; gases frescos (mais uma pequena quantidade de gases queimados que aí entram aquando da abertura da válvula) no colector de admissão; e uma mistura de gases frescos (antes da combustão) e queimados (provenientes do volume da câmara de combustão) que se transformam em produtos de combustão aquando da reacção (combustão), dentro do cilindro.

A passagem dos gases através das válvulas é modelada usando a equação de gases compressíveis passando por uma restrição, para a qual se aplica a limitação à velocidade do som nessa passagem.

A transferência de calor é calculada em 3 superfícies, coroa do pistão, área do cilindro descoberta pelo pistão e câmara de combustão. Cada uma destas áreas é considerada a temperatura constante durante todo o ciclo (mas diferentes entre elas), pelo que o sentido da transferência de calor depende da temperatura dos gases. Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor (α) usa-se a metodologia de Annand [5], baseada nos números de Nusselt e Reynolds, este relativo ao diâmetro do cilindro (D) e à velocidade média do pistão (S_p):

$$\text{Re} = \frac{D \cdot S_p \cdot \rho}{\mu} \quad \text{Nu} = 0.49 \text{Re}^{0.7} \quad \alpha_{conv} = \frac{C_k \text{Nu}}{D}$$

O cálculo do atrito inclui o cálculo relativo às várias chumaceiras da cambota, ao pistão e ao sistema de distribuição, e faz-se considerando o modelo de Sandoval e Heywood [6], no qual entra também a viscosidade do óleo, além de inúmeras dimensões e aspectos de desenho.

O cálculo do desempenho do motor consegue-se pela integração dos vários parâmetros ao longo de um ciclo. Assim calculam-se os trabalhos indicado, inerente, de bombagem e de atrito, o consumo de combustível e as perdas térmicas e destes o rendimento do motor e o seu binário e potência efectivos.

Como modelo usou-se o motor que serviu para testes em banco, um motor de 4 tempos, com 211cm³, taxa de compressão que pode ser variada entre 11:5 e 19:1 e variação variável da abertura da válvula de admissão. Desta forma consegue-se modelar os motores de ciclo de Otto e de Miller com e sem variação de taxa de compressão.

Considerou-se que a limitação de “knock” corresponde ao funcionamento do motor em carga total, atingindo-se 2082 K e 75 bar de temperatura e pressão máximas. Assim, consideram-se estes os valores limites para o caso do ciclo de Miller com variação da taxa de compressão (VCR – variable compression ratio). Neste motor variam-se a abertura da válvula de admissão e a taxa de compressão de modo a estabelecer esta limitação de aparecimento de “knock”. No controlo da carga do motor Miller VCR considerou-se dois casos: a válvula era fechada significativamente antes do PMS (EIVC – early intake valve closure) e significativamente depois (LIVC – late intake valve closure).

Resultados da modelação numérica

O resultado da análise do modelo pode ser vista na Fig.17, onde se apresentam linhas para o motor funcionando como Otto, Miller e Miller VCR (duas linhas, uma correspondente a EIVC e outra a LIVC). Como pode ser visto, o motor Otto é o que apresenta pior rendimento e o Miller VCR EIVC o que apresenta os melhores valores, sendo a diferença entre estes motores variável com a carga. A estratégia de fechar a válvula de admissão antes do PMS (EIVC) é preferível à LIVC, pois reduzem-se as perdas por bombagem resultantes dos gases frescos entrarem no cilindro e voltarem a sair aquando de parte da subida do pistão (Fig.18).

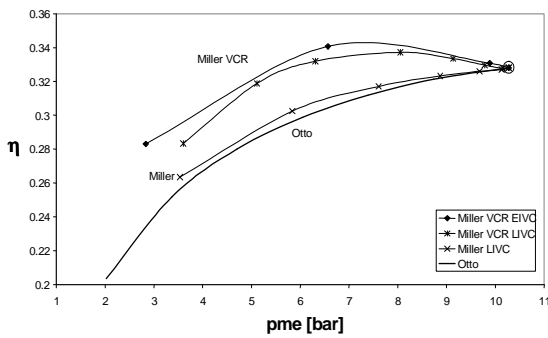


Figura 17 – Comparação do rendimento térmico dos vários tipos de motores

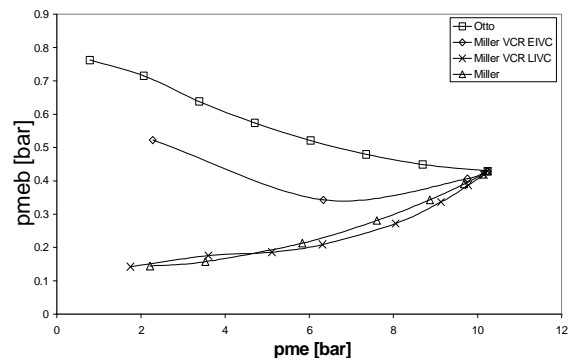


Figura 18 – Comparação das perdas de bombeamento dos vários tipos de motores

Os diagramas de consumo específico (g/kWh) para os motores Otto e Miller VCR podem ser vistos nas Figs.19 e 20.

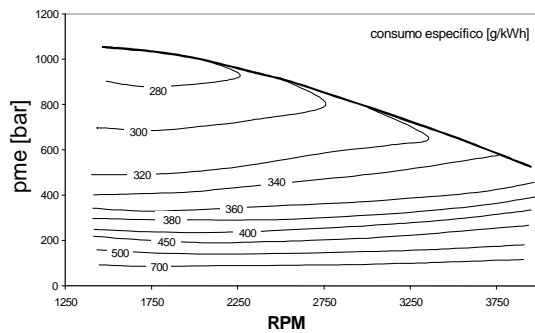


Figura 19 – Consumo específico do motor Otto

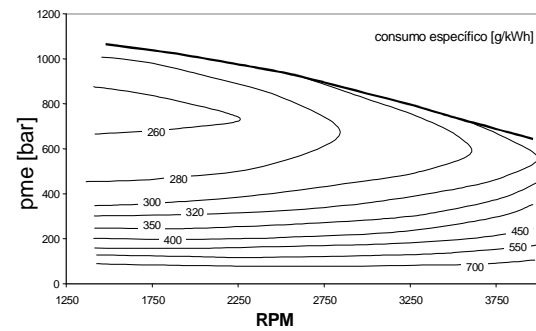


Figura 20 – Consumo específico do motor Miller VCR

Comparação entre os motores

As grandes diferenças entre estes dois motores situam-se nas cargas baixas, como se pode comprovar na Fig.21.

Os ganhos máximos de que se podem identificar nas Figs.17 e 21 não se podem comparar directamente com as obtidos na Fig.15, pois nesta não estão consideradas as perdas por atritos nem as perdas por bombeamento existentes no motor Miller, pelo que a análise teórica inicial apresentada neste trabalho deverá ser vista somente como um indicador da tendência para o funcionamento dos motores. Infelizmente não se implementou o funcionamento do motor Diesel no modelo apresentado, pelo que as tendências teóricas não se puderam comprovar no ciclo indicado. Este será o próximo passo na evolução do presente trabalho.

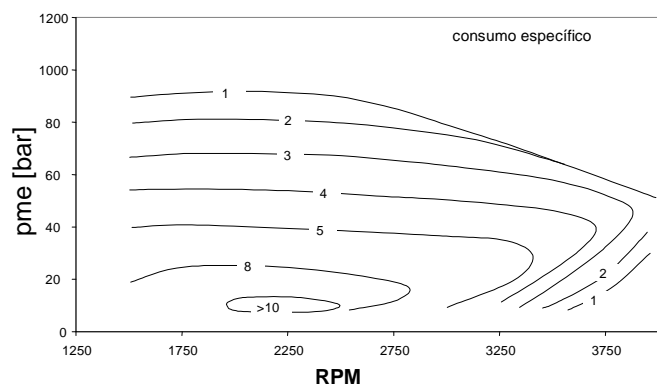


Figura 21 – Diferença percentual entre os consumos específicos do motor Otto e Miller VCR

TESTES EXPERIMENTAIS

De modo a ser possível fazer uma comparação experimental entre o mesmo motor funcionando sob os ciclos Otto, Miller e Diesel escolheu-se um motor monocilíndrico Diesel de injeção directa que mais tarde foi modificado de

modo a poder funcionar a gasolina. O motor era um Yanmar L48 AE (Fig.22), cujas características podem ser vistas na Tab.1.

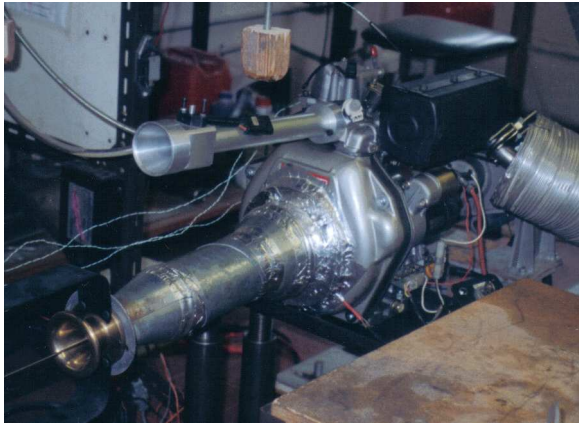


Figura 22 - Motor Yanmar no dinamómetro

Tabela 1 – Características do motor

Modelo	L48AE	
Tipo	monocilindro 4 tempos	
Sistema de combustão	injecção directa Diesel	
Cilindrada [cm ³]	211	
Velocidade [rpm]	3000	3600
Potência máxima [hp]	4.2	4.7
Potência contínua [hp]	3.8	4.2
Arrefecimento	ar forçado	
Lubrificação	pressão de óleo	

Alterações ao motor original

As alterações compreenderam a colocação de uma vela no local do injector de gasóleo, da alteração do colector de admissão para incluir uma válvula de borboleta e o injector de gasolina e um sensor de posição na cambota como fonte dos sinais que comandam o sistema de injeção e ignição. Um controlador electrónico foi usado para comandar a injeção e a ignição do motor. A taxa de compressão teve de ser diminuída, e tal foi conseguido pelo uso de diferentes pistões com maiores volumes de câmara. A cavidade original do pistão Diesel foi sendo sucessivamente aumentada para a redução da taxa de compressão (Figs.23 e 24). Para o motor Otto foi usado um pistão que originou uma taxa de compressão de 11.5:1. Para o motor Miller usaram-se diferentes pistões que permitiram variar a taxa de compressão geométrica entre 9.5 e 17.5:1 (Figs.23 e 24). Esta forma de câmara de combustão não é a mais eficiente para um motor de ignição comandada, mas é a possível com este motor.

A variação da abertura de válvulas foi conseguida pelo uso de diferentes árvores de cames, com diferentes extensões de abertura do came de admissão. Usaram-se duas técnicas para reduzir a abertura efectiva da admissão. A primeira consistiu em estender a abertura da válvula muito além do PMS (LIVC), fazendo com que parte da carga inicialmente admitida fosse retornada ao colector de admissão. A segunda técnica consistiu na redução da abertura da válvula (EIVC). A abertura de cada came pode ser vista na Fig.25 e a resultante redução de carga pode ser inferida a partir da consequente diminuição da eficiência volumétrica (Fig.26). O came de escape foi sempre o mesmo. Para todos os testes com gasolina, a mistura foi mantida estequiométrica de modo a eliminar mais um parâmetro. Todos os testes com o motor Miller foram realizados sem limitação de entrada de ar (admissão atmosférica), enquanto que no motor Otto a carga era controlada por uma válvula de borboleta na entrada do colector de admissão.

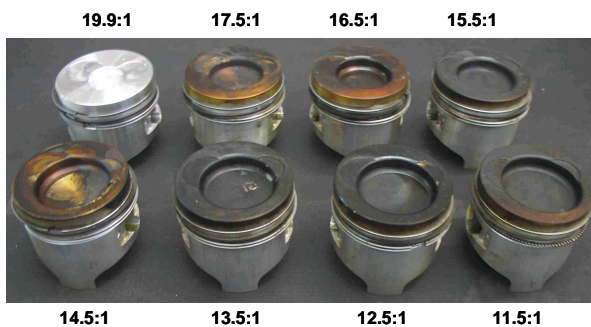


Figura 23 – Os 8 pistões usados

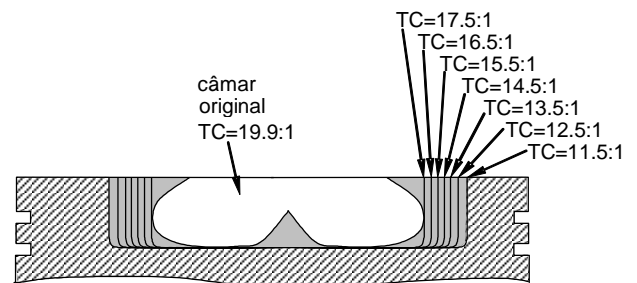


Figura 24 – Desenho do pistão para obtenção das várias taxas de compressão

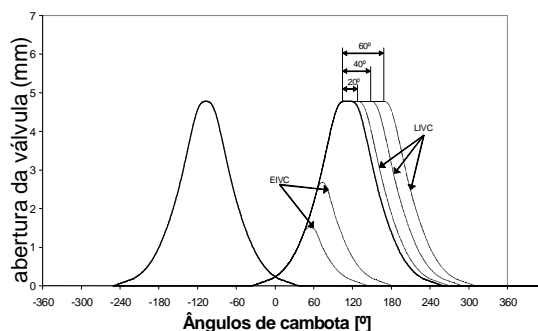


Figura 25 – Perfis dos camês de admissão

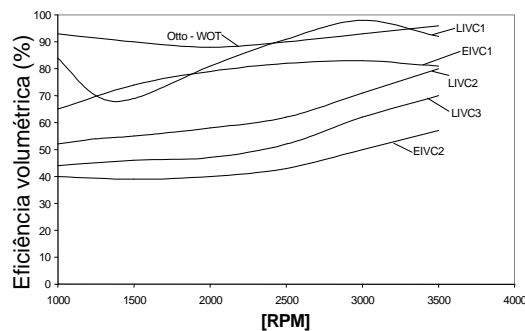


Figura 26 – Eficiência volumétrica dos camês usados

Resultado dos testes – motor Diesel

Os primeiros testes foram realizados com o motor funcionando como motor Diesel, na sua versão comercial. Estes resultados foram mais tarde comparados com os do motor alterado para funcionar a gasolina. O mapa dos consumos específicos pode ser visto na Fig.27.

Seguidamente alterou-se o motor para funcionar a gasolina e estabeleceram-se os mapas de injeção (estequiometria) e de ignição (máximo binário) para todas as condições de carga e velocidade (motor Otto). A velocidade máxima do motor original Diesel (3500 rpm) foi respeitada.

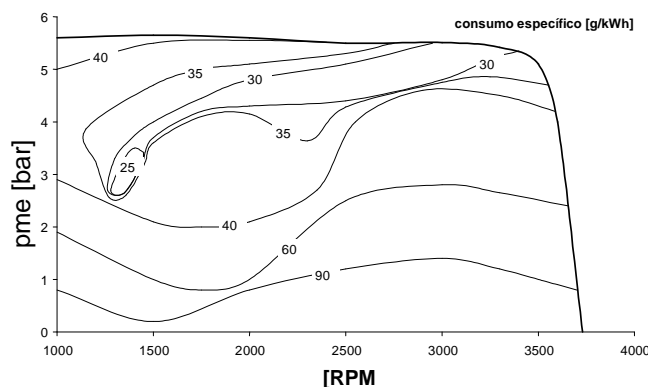


Figura 27 - Consumo específico do motor Diesel

Motor Otto

A primeira tentativa de fazer funcionar o motor como de ignição comandada não foi um êxito. O motor funcionava mal, tinha baixo rendimento e emitia uma elevada quantidade de HCs pelo escape, o que mostrava que não queimava toda a mistura. Uma análise detalhada às condições de funcionamento mostraram que o elevado “swirl” do motor Diesel comprometia a combustão do motor a gasolina, pois parte da mistura não era queimada. Tal era visível na vela de ignição, que ficava queimada somente de um dos lados (Fig.28). Assim, foi decidido estudar e otimizar a entrada dos gases, de modo a haver menor rotacionalidade da mistura aquando da ignição e combustão.

A cabeça do motor foi montada numa instalação de visualização de escoamentos (Fig.29) e o desenho da conduta de admissão foi alterado de modo a proporcionar uma rotacionalidade mais baixa. A rotacionalidade do escoamento foi avaliada com recurso a fumo e com um medidor de rotacionalidade.

A culassa foi montada sobre um cilindro de vidro (Fig.29), onde era possível verificar-se o passo da hélice produzida pelo escoamento, usando fumo. O medidor de rotacionalidade foi usado a diferentes alturas (56, 76 e 96 mm). A alteração da conduta de admissão consistiu na eliminação de um deflector e na alteração do canal a montante da válvula. O índice de swirl utilizado refere-se ao usado por Annand and Roe [7]. Como se pode ver na Fig.30, a redução da rotacionalidade variou entre 60 e 80%. Os resultados, em termos de consumo específico, podem ser vistos na Fig.31. Como seria de esperar, o binário e a potência do motor a gasolina foram aumentados em 41% e 49%, respectivamente.

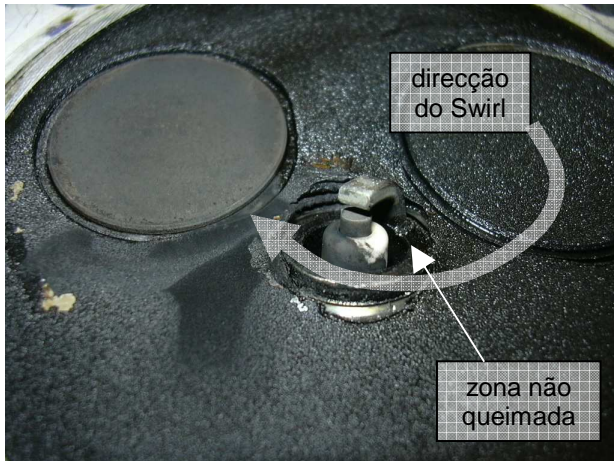


Figura 28 – Zona não queimada da vela após primeira tentativa de funcionamento do motor com gasolina

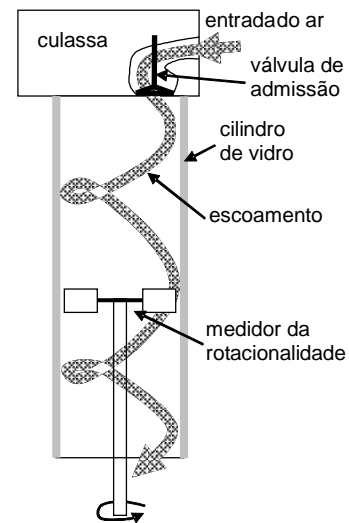


Figura 29 – Instalação de visualização de escoamento

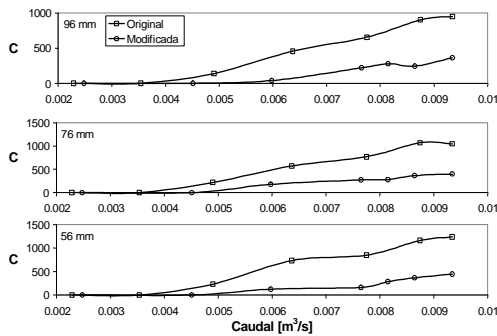


Figura 30 – Medição de “swirl” antes e depois da alteração na culassa

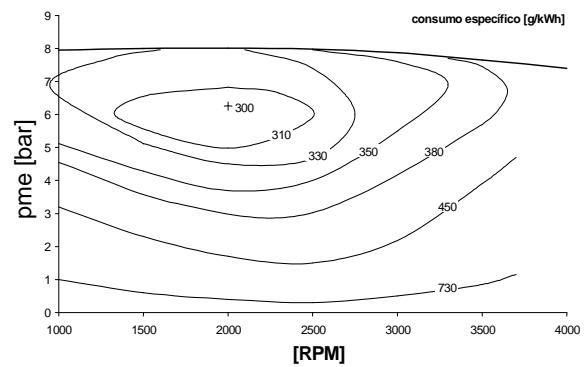


Figura 31 - Consumo específico do motor Otto

Motor Miller e Miller VCR

O passo seguinte consistiu em dotar o motor a gasolina de diferentes aberturas de admissão (com taxa de compressão constante de 11.5:1), convertendo-o no motor Miller. Os consumos específicos desta versão podem ser vistos na Fig.32. Comparando este motor com o Otto, verifica-se uma melhoria de consumo um pouco por toda a área de funcionamento, passando o ponto óptimo de 300 para 280 g/kW.h.

Os últimos testes foram realizados com diferentes árvores de cames e diferentes pistões, de modo a alterar a carga e a taxa de compressão geométrica,

no que ficou conhecido por motor Miller VCR. Para cada árvore de cames (carga) a taxa de compressão foi sequencialmente aumentada até se detectar “knock”.

Nem sempre o mínimo de consumo (maior rendimento) foi conseguido para a maior taxa de compressão. Para taxas de compressão muito elevadas as maiores perdas mecânicas resultantes das maiores pressões eram dominantes relativamente ao aumento de rendimento indicado. Tal pode ser visto na Fig.33 para o caso da árvore de cames EIVC2 e 2500 rpm.

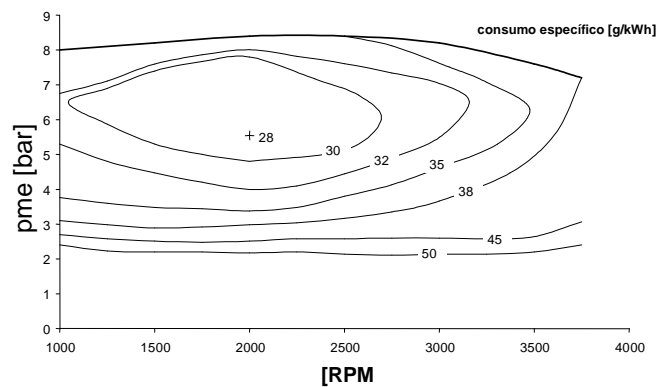


Figura 32 - Consumo específico do motor Miller

Os consumos específicos referentes a este motor estão mostrados na Fig.34. Estes valores foram conseguidos usando-se os valores óptimos de compressão para cada árvore de cames (15.5:1 no caso da Fig.33, por exemplo).

O rendimento deste motor é significativamente melhor que o dos motores anteriores, incluindo o do motor Diesel. O valor mínimo de consumos específico é de 246 g/kW.h, enquanto que o óptimo do motor Diesel era de 250 g/kW.h.

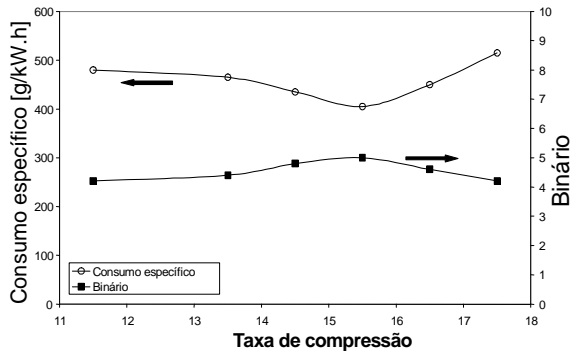


Figura 33 – Binário e consumo específico função da taxa de compressão

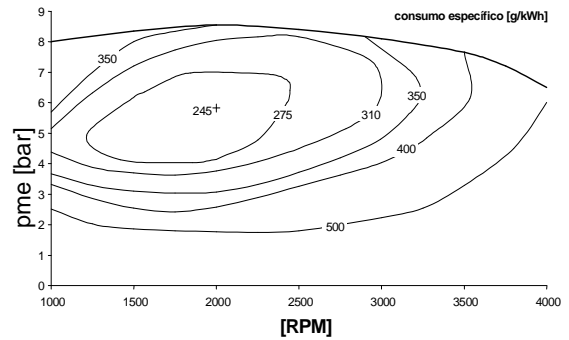


Figura 34 – Consumo específico do motor Miller VCR

Comparação entre os motores

A comparação dos motores a gasolina já foi apresentada nas Figs.15 e 17. Nestas figuras, o maior rendimento a baixas cargas do motor Miller VCR é somente referente ao ciclo teórico (fig.15), já que nos ciclos reais (Fig.35) esta diferença desaparece, certamente devido à importância relativa das perdas mecânicas.

Comparando o desempenho dos motores Miller VCR e Diesel (Fig.36), podemos ver que o primeiro apresenta melhores rendimentos numa extensa área de funcionamento. Parte destas elevadas melhorias correspondem às condições em que o motor Miller VCR funciona opticamente e o motor Diesel tem problemas de estabilidade de funcionamento, apresentando baixo rendimento.

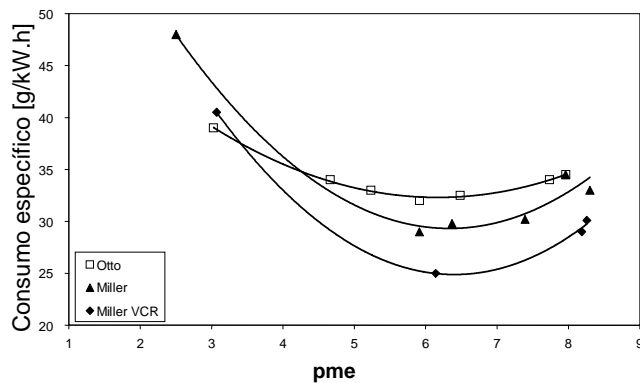


Figura 35 – Consumo específico para os motores testados a 2500 rpm.

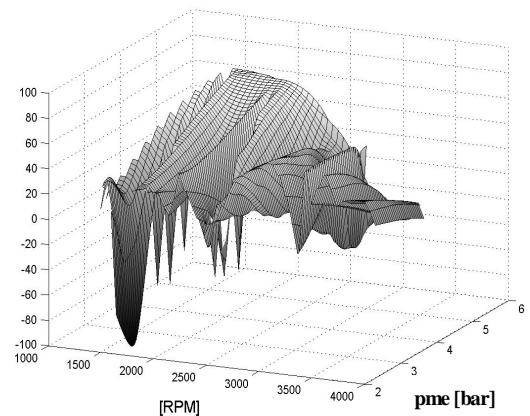


Figura 36 – Melhoria do motor Miller relativamente ao motor Diesel

Note-se que o motor Miller VCR funcionou sempre com mistura estequiométrica. O uso de misturas pobres ou extra-pobres poderiam reduzir ainda mais o seu consumo específico, o que amplificaria a melhoria relativamente ao motor Diesel.

CONCLUSÕES

Uma análise termodinâmica aos vários ciclos teóricos mostrou que o ciclo de Miller com variação de taxa de compressão tem o mais elevado rendimento de entre os ciclos de motores de combustão interna, incluindo o Diesel e o misto. Isto é verdade para todas as cargas, mas principalmente para cargas baixas, para as quais o seu rendimento (teórico) chega aos 73%. Tal é possível porque este ciclo pode ser considerado um ciclo de Otto com a admissão sempre a pressão atmosférica e no qual a expansão é estendida, aproveitando-se a entalpia dos gases de escape.

Uma análise numérica (modelação) aos vários motores com ciclos de funcionamento em ignição comandada, mostrou, também, que o ciclo de Miller com variação de taxa de compressão tem o mais elevado rendimento. Porém, a inclusão das perdas mecânicas no modelo numérico reduziram a enorme diferença entre os ciclos a muito baixa carga, que aparecia na análise teórica.

Finalmente uma análise experimental (laboratorial) realizada num motor Diesel de injeção directa que foi alterado para funcionamento em ignição comandada, também provou que motor funcionando sob o princípio Miller com variação de taxa de compressão tem o mais elevado rendimento. A diferença entre os motores Diesel e Miller VCR chegou a valores extremos, em condições para as quais o motor Miller apresenta o seu melhor rendimento, mas o motor Diesel funcionava com instabilidade. De qualquer maneira, na maioria das condições de funcionamento o motor Diesel apresenta maiores consumos que o motor Miller VCR, provando assim que este é o melhor conceito para motores de combustão interna.

AGRADECIMENTOS

Agradece-se à FCT o suporte, no âmbito dos projectos POCI/ENR/59168/2004 e POCI/EME/59186/2004.

REFERÊNCIAS

1. Flierl, R. and Kluting, M., "The Third Generation of Valvetrains-New Fully Variable Valvetrains for Throttle-Free Load Control", SAE 2000-01-1227, 2000
2. Drangel, H., Reinmann, R., Olofsson, E., "The Variable Compression (VC) and the Combustion Control (CC) – Two Ways to Improve Fuel Economy and Still Comply With World-Wide Emission Requirements", SAE 2002-01-0996, 2002
3. Martins, J. et al., "Thermodynamic Analysis of an over-Expanded Engine", SAE 2004-01-0617, 2004
4. Martins, Jorge, "Motores de Combustão Interna" – 2ª edição, Publindústria, 2006
5. Heywood, B.J., "Internal Combustion Engines Fundamentals", McGraw-Hill, 1988
6. Sandoval, D., Heywood, J., "An Improved Friction Model for Spark-Ignition Engines", SAE 2003-01-0725, 2003
7. Annand, W.J.D., Roe, G.E., "Gas Flow in the Internal Combustion Engine", Haessner Publishing, 1974

NOMENCLATURA

VARIÁVEIS

A/F	relação ar/combustível (-)
m	massa (kg)
p	pressão (Pa)
Q_{pc}	poder calorífico (J)
R	constante universal dos gases (-)
T	temperatura (K)
V	volume (m ³)
W	trabalho (J)
β	razão de pressões (-)
ϵ_g	taxa de compressão geométrica (-)
ϵ_{ef}	taxa de compressão efectiva (-)
γ	quociente dos calores específicos (-)
η	rendimento (-)
σ	relação de expansão (-)
τ	relação de pressões (-)
Φ	riqueza da mistura (-)
Ψ	relação isocórica/isotérmica de fornecimento de calor (-)

ÍNDICES

1, 2, 3, 4, ...	pontos dos ciclos
ef	efectivo
est	estequiométrico
g	geométrico
PMI	ponto morto inferior
PMS	ponto morto superior