

EFEITOS DO COMPRIMENTO DO CONDUTO DE ADMISSÃO NA PERFORMANCE DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

José RICARDO SODRÉ; Rodrigo CAETANO COSTA; Rodrigo HERMAN DA SILVA*
CEFET Bambuí; PUC Minas

RESUMO

Este trabalho apresenta resultados de desempenho de um motor de combustão interna de ciclo otto de quatro tempos, quatro cilindros, oito válvulas e 999 centímetros cúbicos de cilindrada, obtidos em testes experimentais em dinamômetro de bancada. Foi pesquisada a influência do comprimento do conduto de admissão no torque, na potência e na pressão média efetiva. Os resultados encontrados mostram que em velocidades de rotação do motor mais baixas o conduto de admissão com maior comprimento apresenta melhor desempenho. Por outro lado, com o menor comprimento do conduto de admissão obteve-se um melhor desempenho em velocidades de rotação do motor mais altas.

Palavras-chave: Motor de combustão interna, conduto de admissão, torque, potência, pressão média efetiva

1. INTRODUÇÃO

A geometria do conduto de admissão está relacionada com a energia cinética do fluido, que por sua vez, possui uma influência no rendimento volumétrico do motor. A energia cinética da massa de ar que entra no cilindro possui uma correlação com o comprimento e a área da seção transversal do conduto. Para velocidades mais baixas de rotação do motor, o conduto que adota um maior comprimento, proporciona um maior grau de enchimento do motor. O mesmo efeito ocorre quando é adotado um conduto de área de seção transversal menor, produzindo um efeito inercial mais forte.

A eficiência dos motores de combustão interna depende diretamente do aproveitamento dos fenômenos inerciais e transientes que ocorrem no sistema de admissão e exaustão do motor. Estes sistemas possuem dimensionamento e configurações geométricas diferenciadas, com a finalidade de atender os objetivos do projeto, tais como a curva de potência, curva de torque e curva do consumo específico de combustível desejada.

O objetivo deste trabalho é investigar a influência do comprimento do conduto de admissão na potência, no torque e na pressão média efetiva de um motor de combustão interna de ciclo otto de quatro tempos, quatro cilindros e 999 centímetros cúbicos de cilindrada, variando a velocidade de rotação da árvore de manivelas.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A principal função dos condutos de admissão em motores de combustão interna é conduzir o ar da atmosfera até os cilindros, distribuindo entre eles a massa de ar admitida. Entretanto, além da admissão de ar, os condutos têm a função de otimizar a eficiência volumétrica dos motores, produzindo baixas perdas de pressão ao longo do escoamento do ar. Esse escoamento é feito através de sistemas geométricos. Isto significa que o comprimento e o diâmetro do conduto, e eventualmente câmaras intermediárias, têm um papel fundamental no desenvolvimento deste sistema. Leva-se em conta os efeitos de escoamento pulsante com variações temporal e espacial (Hanriot, 2001).

O ar no interior do conduto de admissão possui uma energia cinética (energia de movimento). Esse “conteúdo energético”, se oportunamente aproveitado, pode determinar uma maior compressão no interior do cilindro exatamente no momento em que a válvula de admissão se fecha. Cria-se então uma fonte de sobre-alimentação natural devido à inércia dos gases de admissão, melhorando a eficiência volumétrica (Heywood, 1988).

Benajes et al, (1997) analisaram os condutos de admissão levando em conta dois subsistemas separados, o pistão e a válvula, que se movem periodicamente e atuam como fonte de excitação,

* Endereço para correspondência do autor responsável pela submissão: rodrigocaetano@cefetbambui.edu.br

e o conduto de admissão, que responde à excitação em função da sua geometria. Esta interação influencia a condição de escoamento transiente ocorrida na porta da válvula, conseqüentemente, afeta todo o processo de admissão do gás da atmosfera para o interior do conduto de admissão.

3. ANÁLISE TERÓRICA

3.1. Torque

O torque representa a capacidade do motor de produzir trabalho, traduzido pelo potencial que o eixo de manivelas possui de fazer girar uma massa em torno de si mesmo. Esse momento gerado pelo motor na saída do eixo de manivelas é o torque efetivo desenvolvido pelo motor. O torque é calculado a partir do produto da força medida pela célula de carga do dinamômetro pela distância do ponto de leitura desta força até o centro do eixo de manivelas, através da seguinte equação:

$$W_e = F \cdot d \quad [\text{Eq. 01}]$$

Onde:

W_e - torque efetivo desenvolvido pelo motor na saída do eixo de manivelas (J)
 F - força medida na célula de carga do dinamômetro (N)
 d - distância do ponto de medição da força ao centro do eixo de manivelas (m)

3.2. Potência

A potência efetiva pode ser calculada através de medição utilizando um freio (dinamômetro), que possibilita calcular o trabalho realizado pelo eixo de manivelas na saída do motor. A potência absorvida pela resistência passiva pode ser medida através de um dinamômetro ativo, imprimindo uma velocidade de rotação no eixo de manivelas com o motor sem combustão, ou pela diferença entre a potência indicada e a potência efetiva.

A potência de maior interesse prático é a potência no eixo, disponível na saída do eixo de manivelas do motor, calculada segundo a esta equação abaixo:

$$P_e = W_e \cdot \omega \quad [\text{Eq. 02}]$$

Onde:

P_e - potência no eixo (W)

W_e - torque efetivo (J)
 ω - velocidade angular (rad/s)

A velocidade angular é calculada por:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} \quad [\text{Eq. 03}]$$

Onde:

N - velocidade de rotação do eixo de manivelas (rev/min)

A equação 2 pode ser descrita da seguinte forma:

$$P_e = W_e \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} \quad [\text{Eq. 04}]$$

A performance dos motores de ignição por centelha é afetada pelas condições atmosféricas, isto é, pela pressão barométrica, temperatura e umidade. Existem fatores de correção que, multiplicados pela potência e torque obtidos em condições atmosféricas diferentes, corrigem os valores para a condição atmosférica padrão. Neste trabalho é adotado o fator de conversão segundo a norma NBR ISO 1585 (ABNT, 1996), que se aplica somente a motores com ignição por centelha naturalmente aspirados e sobrealimentados.

3.3. Pressão Média Efetiva

A pressão média efetiva é a média da pressão dentro do cilindro do motor, baseada na potência calculada ou medida. Então tem-se a pressão média efetiva indicada e a pressão média efetiva no eixo, derivadas da potência indicada e da potência no eixo, respectivamente. A pressão média efetiva no eixo é um parâmetro importante de medição da performance do motor, porque é obtida pela razão do trabalho por ciclo pelo volume deslocado no cilindro, ou seja, é a potência produzida pelo motor em função do seu tamanho.

A pressão média efetiva no eixo é dada por:

$$BMEP = \frac{2 \cdot 60 \cdot P_e}{V \cdot N} \quad [\text{Eq. 05}]$$

Onde:

$BMEP$ - pressão média efetiva no eixo (Pa)

3.4. Influência da Geometria do Conduto de Admissão na Eficiência Volumétrica

O escoamento do ar no interior do conduto de

admissão possui uma energia cinética associada à sua velocidade. Essa energia contida no ar, se aproveitada no tempo correto de abertura e fechamento das válvulas de admissão e exaustão, pode determinar uma maior compressão no interior do cilindro. É criada desta forma uma “sobre-alimentação natural” devido à inércia do gás. A eficiência volumétrica, está diretamente relacionada com a capacidade que o motor possui em admitir a massa de ar atmosférico. Pode-se dizer que é a vazão mássica de ar no conduto de admissão pela taxa que o volume de ar é deslocado pelo pistão:

$$\eta_v = \frac{2 \cdot \dot{m}_a}{\rho_a \cdot V_d \cdot N} \quad [\text{Eq. 06}]$$

Onde:

V_d - volume deslocado pelo pistão entre PMI e PMS (m³)
 N - velocidade de rotação do motor (rev/s)
 ρ_a - massa específica do ar admitido (kg/m³)
 \dot{m}_a - vazão mássica de ar através do conduto de admissão (kg/s)

A massa específica do ar admitido é determinada através da equação abaixo.

$$\rho_a = \frac{P}{R \cdot T} \quad [\text{Eq. 07}]$$

Onde P é a pressão do ar admitido (kPa), T é a temperatura do ar admitido (K) e R é constante do ar (0,287 kJ/kg.K)

Por sua vez, a massa no interior do conduto é calculada de acordo com seu comprimento:

$$m_a = \rho_a \cdot A \cdot L \quad [\text{Eq. 08}]$$

Nota-se, então, que a redução do diâmetro aumenta a energia cinética do ar no interior do cilindro. A massa da coluna de ar no interior do cilindro é maior quanto maior for o seu comprimento, sendo diretamente proporcional à energia cinética devido ao movimento das partículas de ar.

Quando a massa de ar escoar através do conduto de admissão, ocorre uma perda de carga devido ao atrito do fluido com as paredes do conduto. A perda de carga pode ser calculada pela equação de Darcy-Weisbach, válida para escoamento laminar ou para escoamento turbulento em dutos:

$$h_f = f \cdot \frac{L \cdot U^2}{D \cdot 2 \cdot g} \quad [\text{Eq. 09}]$$

Onde:

h_f - perda de carga no conduto (m)
 f - fator de atrito (adimensional)
 L - comprimento do conduto (m)
 U - Velocidade média (m/s)
 D - diâmetro do conduto (m)
 g - aceleração da gravidade (m/s²)

Para regime laminar, isto é, número de Reynolds (Re) inferior a 2000, o valor do fator de atrito (f) é calculado pela equação:

$$\text{Re} = \frac{\rho_a \cdot U \cdot D}{\mu} \quad [\text{Eq. 10}]$$

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad [\text{Eq. 11}]$$

Onde:

μ - viscosidade dinâmica (kg/m.s)

Para regime turbulento, isto é, número de Reynolds (Re) superior a 4000, o valor do fator de atrito (f) para tubos lisos, aplicável aos casos em que $\text{Re} > 10^5$, é dado pela equação de Darcy-Weisbach:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \cdot \log \left(\text{Re} \cdot \sqrt{f} \right) - 0.8 \quad [\text{Eq. 12}]$$

Nos casos em que $\text{Re} < 10^5$, aplica-se a equação de Blasius:

$$f = 0.316 \cdot \text{Re}^{-0.25} \quad [\text{Eq. 13}]$$

4. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Todos os testes foram realizados segundo a norma NBR ISO 1585 (ABNT, 1996). Para realização dos testes, o motor foi instalado no dinamômetro na mesma posição na qual está montado no veículo, previamente alinhado e nivelado para que não houvesse vibrações nos sistema de transmissão e evitar erros de medição.

Com o objetivo de estudar os efeitos do conduto de admissão sobre a performance do motor em estudo, variando o comprimento, foram utilizados três tubos de material PVC, com comprimentos de 300, 600 e 900 mm. Foi utilizado um paquímetro para a medição das dimensões e uma serra de fita para construir os protótipos.

As curvas de desempenho foram executadas com o acelerador totalmente acionado para possibilitar que a borboleta se encontrasse plenamente aberta durante todo o teste, proporcionando uma vazão máxima de ar naturalmente aspirado. Todos os testes mantiveram a temperatura do líquido de arrefecimento na saída do motor dentro de uma faixa de $82^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$, a umidade relativa entre 48 % e 52 %, a temperatura do óleo com valor superior a 100°C , a pressão barométrica em torno de 910 mbar, a temperatura do ar de admissão a $20^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ e a pressão de combustível em $3,50 \pm 0,02$ bar. Para determinar a potência nas condições atmosféricas de referência, a potência observada (lida) foi multiplicada por um fator de correção α (ABNT NBR ISO 1585), que permaneceu em torno de 1,12 nestes experimentos.



Figura 1 - Conduto de admissão de ar do motor

5. RESULTADOS

Foi observado que a partir da velocidade de rotação do motor de 4500 rev/min o conduto de admissão com o comprimento de 300 mm apresentou valores superiores de potência, o de comprimento de 600 mm valores intermediários e de comprimento de 900 mm gerou valores inferiores (Figura 2). Esse efeito pode ser explicado devido à perda de carga proveniente do atrito do fluido com as paredes do conduto ser maior quanto maior for o comprimento do conduto, como é conhecido de fundamentos de Mecânica dos Fluidos.

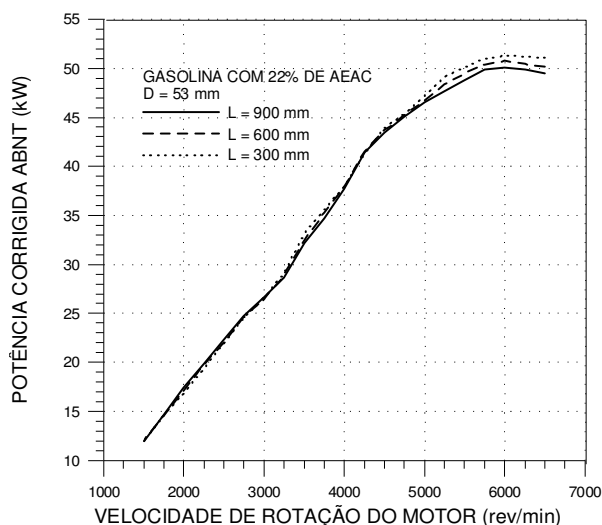


Figura 2 – Comparativo de Potência variando o comprimento do conduto de admissão

Verifica-se na Figura 3 que o conduto de admissão de maior comprimento proporciona maior torque em velocidades de rotação mais baixas. Pode-se atribuir este resultado à melhor eficiência volumétrica do conduto de maior comprimento nesta região de funcionamento do motor. Isto demonstra que, em baixas velocidades de rotação do motor, quanto maior for o conduto, maior será o efeito inercial da massa de ar.

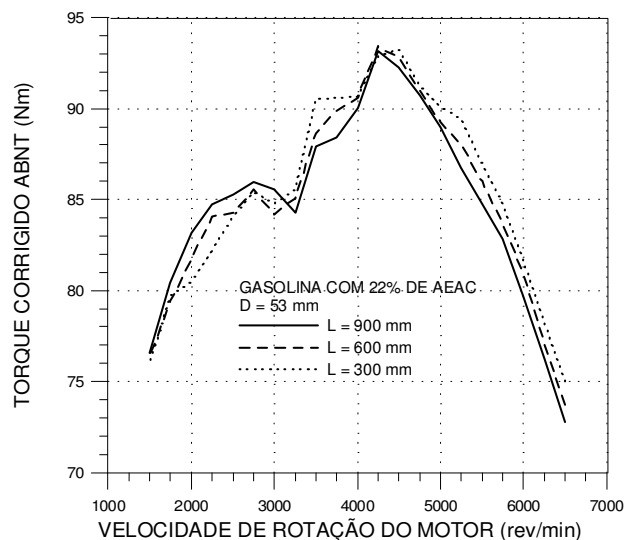


Figura 3 – Comparativo de torque variando o comprimento do conduto de admissão

Esse mesmo efeito pode ser visto no comparativo de PME (Figura 4). A tendência observada para velocidades de rotação mais elevadas é justificada pela maior perda de carga quando utilizado um maior comprimento do conduto de admissão suplantando os efeitos inerciais.

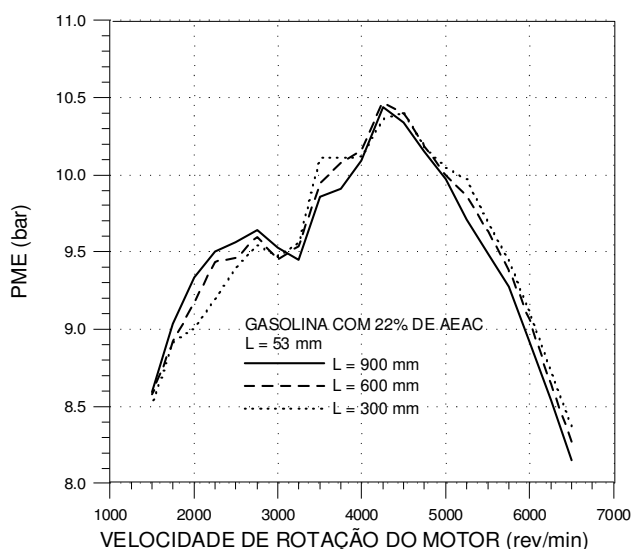


Figura 4 – Comparativo de PME variando o comprimento do conduto de admissão

6. CONCLUSÃO

Através dos resultados experimentais obtidos, pode-se perceber que o comprimento do conduto de admissão influenciou significativamente o desempenho do motor.

Para os comprimentos dos condutos pesquisados, constatou-se que o conduto de maior comprimento desenvolveu um melhor torque e melhor PME em baixas velocidades de rotação do motor.

Por outro lado, o conduto de menor comprimento resultou em melhor torque e potência em altas velocidades de rotação do motor.

Esses resultados explicam a tendência atual de diversas montadoras de adotar coletores de geometria variável que permitem a variação do comprimento dos dutos de admissão conforme a rotação do motor. Esse recurso permite um rendimento volumétrico ideal em todas as faixas de utilização.

REFERÊNCIAS

ABNT, “Veículos Rodoviários – Código de Ensaio de Motores – Potência Líquida Efetiva”, ABNT, Norma NBR ISO 1585, Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1996.

ABNT, “Motores de Combustão Interna Rotativos – Desempenho - Parte 1: Condições – Padrão de Referência e Declarações de Potência e Consumos de Combustível e Óleo Lubrificante”, Norma NBR ISO 3046/1, Associação Brasileira de Normas Técnicas, 1995.

BENAJES, J., REYES, E., GALINDO, J. e

PEIDRO, J., “Predesign Model for Intake Manifolds in Internal Combustion Engines”, Engine Modeling, SAE Paper 970055, Society of Automotive Engineers, Inc., U.S.A., 1997.

GANESAN, V., Internal Combustion Engines, McGraw-Hill Publishing Company Limited, U.S.A., 1994.

GIACOSA, T. D., Motori Endotermici, 2 ed., Ulrico Hoepli Editore S.p.A., Mião, Itália, 1986.

HANRIOT, S. M., Valle, R. M., Medeiros, M. A. J., “Estudo Experimental dos Fenômenos Pulsantes em um Coletor de Aspiração de Tubo Reto de um Motor de Combustão Interna Alternativo”, Anais do IV Congresso Iberoamericano de Ingenieria Mecânica, Santiago do Chile, 1999.

HANRIOT, S. M., Estudo dos Fenômenos Pulsantes do Escoamento de ar nos Condutos de Admissão em Motores de Combustão Interna, Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil, 2001.

HEISLER, H., Advanced Engine Technology, Hodder Headline Group, U.S.A., 1995.

HEYWOOD, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, U.S.A., 1988.

SODRÉ, J. R., PEREIRA, L. V. M. e STREVA, E. R., “Gasoline-Ethanol Blend Aging Effects on Engine Performance and Exhaust Emissions”, SAE Paper 2003-01-3184, Fuels and Lubricants, Society of Automotive Engineers, Inc., U.S.A., 2003.

SODRÉ, J. R. e SOARES S. M. C., 2002, “Effects of Atmospheric Temperature e Pressure on the Performance of a Vehicle”, Journal of Automobile Engineering, V. 216, n. D6, Pág. 473-477, London, UK. , 2002.

TAYLOR, C. F., 1971, Análise dos Motores de Combustão Interna, São Paulo, Editora Edgard Blucher Ltda., 1971.

WHITE, F.M., Mecânica dos Fluidos, McGraw-Hill Book Company, U.S.A., 1999.

WINTERBONE, D. E., e PEARSON, R. J., Theory of Engine Manifolds Design – Wave Action Methods for IC Engines, SAE, U.S.A., 2000.