

ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO DE AR EM CONDUITOS DE ASPIRAÇÃO RETOS DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA ALTERNATIVOS

Sérgio M. Hanriot – hanriot@pucminas.br

PUC-MG, Instituto Politécnico, IPUC

C.P. 1686-30535-610-BH, MG, Brasil

Ramon M. Valle – ramon@vesper.demec.ufmg.br

UFMG, Departamento de Engenharia Mecânica

Av. Antônio Carlos, 6627 – Campus Universitário

CEP 31.270-901 BH, MG, Brasil

Marcello A. Faraco de Medeiros – marcello@pucminas.br

PUC-MG, Instituto Politécnico, IPUC

C.P. 1686-30535-610-BH, MG, Brasil

Resumo. *É realizado um estudo experimental e numérico do escoamento pulsante em um conduto de aspiração de tubo reto, no cabeçote de um motor de combustão interna alternativo visando a melhoria de desempenho do sistema de aspiração. Tais fenômenos pulsantes tem sua origem a partir do movimento alternativo das válvulas de admissão, que produzem ondas que se propagam no interior dos referidos condutos. Os dados experimentais são obtidos em um coletor de tubo reto ligado a um cabeçote de motor de 1000 cc, com somente uma válvula de aspiração operante em um dos cilindros (simulando uma condição de um motor mono-cilindro). Esse sistema é conectado a um Banco de Fluxo, que simula, em condição não estacionária, a aspiração do ar através do conduto de tubo reto e do cabeçote do motor. Os dados numéricos foram obtidos através de um programa computacional que utiliza o método das características e simula, em condição de escoamento unidimensional, os fenômenos de onda no interior de tais condutos.*

A vazão mássica e as pressões instantâneas obtidas experimentalmente foram comparadas com os valores numéricos visando a validação da metodologia analítica. Os resultados mostram que as diferenças obtidas encontram-se dentro da faixa de incerteza dos sistemas de medição utilizados e a metodologia numérica utilizada é adequada.

Palavras-chave: *Fluxo Pulsante, Motores, Banco de fluxo*

1. INTRODUÇÃO

O aumento do rendimento volumétrico dos motores de combustão interna alternativos pode ser obtido através da otimização dos condutos de aspiração e descarga. Esta melhoria do desempenho pode ser avaliada a partir do estudo da influência da forma dos condutos e da interação entre o coletor e o conduto¹. Para a realização da análise experimental de tais aspectos é utilizado um banco de fluxo não estacionário, que permite obter numerosas informações sobre as características dinâmicas dos sistemas estudados. O banco de fluxo não

¹ Entende-se pôr coletor de aspiração o conjunto de tubos originários do conduto singular de aspiração.

estacionário fornece não somente informação da resistência oferecida pelo conduto ao escoamento do fluido, mas sobretudo dos efeitos dinâmicos ocasionados pelo movimento das válvulas de aspiração. O banco de fluxo reproduz parcialmente as características das ondas de pressão em um motor real, pois opera com uma diferença de pressão constante entre a atmosfera e o reservatório em que o cabeçote está ligado. Quando comparada com um motor real, essa montagem não leva em consideração as rápidas variações de pressão que ocorrem no interior do cilindro causadas pelo efeito do movimento e não considera a influência da válvula de descarga nos fenômenos decorrentes da aspiração. A geometria simples do conduto empregado facilita a análise e o entendimento dos fenômenos originários do movimento da válvula e fornece dados relevantes quanto às forças de inércia, pressão e de resistência presentes em um escoamento não estacionário.

Em trabalho de 1938, Morse et al foram um dos primeiros a estudar os pulsos de pressão nos condutos de admissão ocasionados pelo movimento alternativo das válvulas. Eles mostraram que tais flutuações podem melhorar ou prejudicar o rendimento volumétrico dos motores.

Em um conduto de admissão, o pulso de rarefação originado na porta da válvula, e que se desloca para a entrada do conduto de aspiração, encontra um ponto do sistema de admissão em que ele é refletido de volta em direção ao cilindro. Esse local onde o pulso é refletido é de particular interesse para o projeto da geometria do conduto. As extremidades e as junções são exemplos típicos de locais de reflexão da onda. Nessas situações, a forma do pulso de pressão e seu desenvolvimento ao longo do conduto de aspiração é mais complexa. Basta observar que pulsos de pressão refletidos são superpostos a pulsos de pressão primitivos. Em geral, a pressão no conduto pode ser decomposta em duas partes : o pulso primitivo (que originou a onda de rarefação) e o refletido (Payri, 1995). Seguindo esse modelo, a Fig.1 ilustra a evolução do pulso de pressão originado na porta da válvula em um caso simples de um motor mono cilindro com um conduto de aspiração. O pulso de pressão primitivo (onda de rarefação) produzido pelo conjunto pistão-válvula e o pulso refletido estão presentes simultaneamente na porta da válvula, e a sua composição dá origem a um sobre pulso de pressão real que efetivamente existe no fechamento da válvula de admissão.

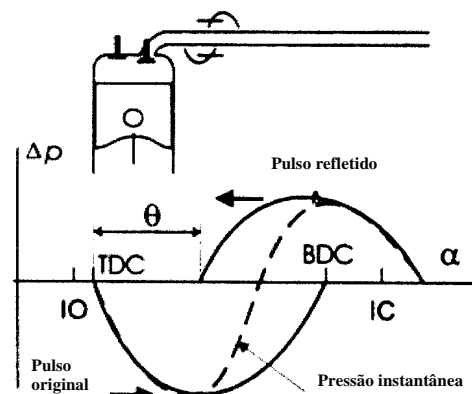


Figura 1 –Desenho esquemático da variação da pressão no conduto de admissão em função do ângulo de manivela

O tempo que cada pulso de pressão refletido gasta para retornar à porta da válvula é caracterizado pôr um ângulo de fase. O valor de θ depende da velocidade de propagação do pulso (velocidade do som no meio), do comprimento do conduto de aspiração e da rotação do motor. Em um motor mono cilindro, o projeto do conduto de admissão envolve a determinação de um valor ótimo do ângulo de fase.

No caso de um motor real, Benson (1982) e Winterbone (1989) afirmam que quando o pulso de pressão atinge a válvula de aspiração no seu fechamento, ocorre um aumento da quantidade de massa de ar que entra no cilindro.

Em uma configuração mono cilíndrica, o sinal de pressão próximo à válvula de aspiração é caracterizado por um rápido aumento no fechamento da válvula. A partir desse aumento de pressão e do posterior fechamento da válvula, instauram-se no conduto ondas de pressão estacionárias típicas da ressonância de um quarto de onda (Hanriot et al., 1999). Diferentemente de um motor real, as evidências experimentais mostram que em um banco de fluxo não estacionário, os máximos da vazão mássica ocorrem um pouco depois da abertura da válvula de aspiração (Sassi, 1996). Estas diferenças podem ser atribuídas aos fenômenos físicos diferentes que ocorrem em um motor real e na simulação em um banco de fluxo, como as já mencionadas influências do movimento do pistão e da válvula de descarga nos fenômenos decorrentes da aspiração.

As ondas de pressão são o principal fenômeno físico de interesse prático no escoamento transiente nos condutos de aspiração. O comportamento da vazão mássica média está relacionado com a frequência de excitação (no caso a frequência da válvula de aspiração) e com a frequência natural do tubo.

Para um modo de oscilação de um quarto de onda, a frequência é (Kinsler, 1980) :

$$f = \frac{\sqrt{\gamma RT}}{4L} \quad (1)$$

onde f é a frequência de ressonância, R a constante do gás, T a temperatura absoluta do gás e L o comprimento geométrico do tubo.

Um parâmetro importante é a razão entre a frequência de excitação da válvula e a frequência própria de ressonância do conduto (Puglisi, 1995) :

$$\frac{f}{\frac{\sqrt{\gamma RT}}{4L}} \propto \frac{fL}{\sqrt{\gamma RT}} \quad (2)$$

Os fenômenos de onda nos sistemas de admissão e descarga podem ser estudados pelo método das características. Nessa técnica, as equações diferenciais parciais são transformadas em equações diferenciais ordinárias. Antes da solução, as equações da continuidade, momentum, energia e do estado são transformadas para conterem os termos de velocidade local u e da velocidade do som, c . Dessa forma, a velocidade com que a onda se propaga no gás é $u+c$ no sentido do escoamento e $u-c$ no sentido oposto ao escoamento. Os resultados obtidos de tais simulações permitem a obtenção de informações acerca da interação entre os vários parâmetros que determinam o desempenho dos motores. Este método foi utilizado em simulações numéricas com sucesso por Benson (1973) e Winterbone (1989) e será utilizado neste trabalho juntamente com uma ferramenta numérica para o estudo do comportamento da pressão no dispositivo de aspiração.

2. APARATO EXPERIMENTAL – BANCO DE FLUXO

O banco de fluxo é uma instalação que se destina à análise experimental do escoamento, em regimes permanente e transiente, em sistemas de aspiração e descarga de motores de combustão interna. Ele permite a medida da vazão que passa através de um conduto de aspiração com as válvulas de aspiração em movimento, mantida uma diferença de pressão

constante. O banco de fluxo é mostrado na fotografia da Fig.2. Neste sistema, a depressão constante é obtida mediante a utilização de um grande reservatório de equalização de pressão, ao qual é conectado o cabeçote do motor. O reservatório está ligado por meio de um conjunto de tubos e válvulas, a um compressor que produz uma diferença de pressão constante entre a atmosfera e o tanque de equalização de pressão. O compressor funciona com rotação constante e a depressão é obtida mediante a regulagem das válvulas existentes entre o reservatório e o compressor. A uma velocidade de rotação do compressor de 4950 rpm, por exemplo, pode ser obtida uma depressão máxima de 0,5 bar, que corresponde a uma vazão de $600 \text{ nm}^3/\text{h}$. O tanque de equalização de pressão (plenum) possui um volume de cerca de 350,5 litros. Tal volume visa atenuar os pulsos de pressão originários do movimento das válvulas que se propagam no sentido do tanque. O movimento das válvulas de aspiração é obtido movimentando-se o eixo comando de válvulas através de uma correia dentada ligada a um motor elétrico, cuja velocidade é ajustada através de um conversor de frequência. No sistema utilizado, a potência do motor é de 30 kW, e sua velocidade máxima de rotação de 3500 rpm.

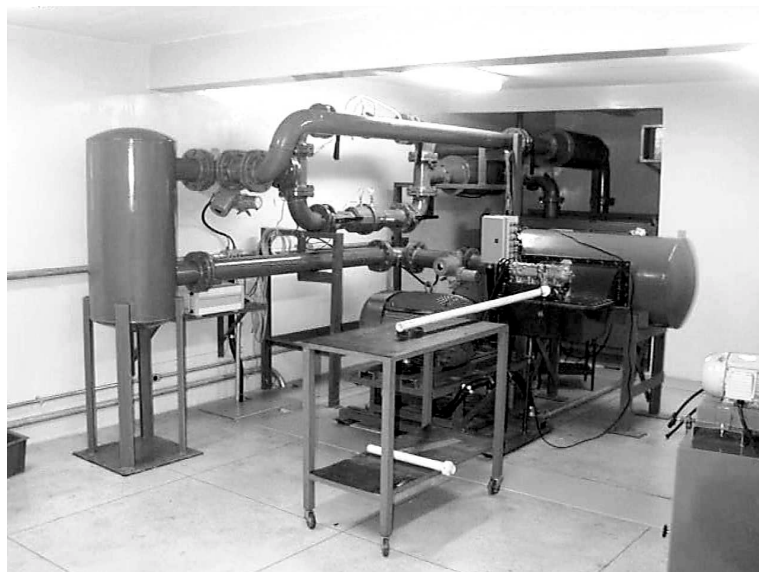


Figura 2 – Fotografia do banco de fluxo utilizado

A vazão é obtida através de dois medidores de pressão diferencial, marca Cussons. A diferença básica desses medidores para aqueles do tipo placa de orifício ou venturi é que o fluido passa por uma colméia que laminariza o escoamento. Dessa maneira, a vazão é diretamente proporcional à diferença de pressão. A pressão instantânea é medida através de dois transdutores piezoresistivos com uma faixa de medição de ± 2 bar e frequência de resposta de 10 kHz. Os sensores de temperatura utilizam resistência de platina, com faixa de medição de 0 a 60 C.

3. METODOLOGIA

3.1 – Metodologia Experimental

O estudo do comportamento da vazão e das flutuações de pressão no conduto de admissão foi realizada no banco de fluxo mostrado na Fig. 2. As medições de pressão e vazão foram realizadas em intervalos de rotação do eixo comando de válvulas de 100 rpm.

A Fig. 2 mostra o sistema de admissão de tubo reto conectado ao banco de fluxo. O comprimento total do tubo, considerado a partir da porta da válvula, é de 2,105 m, com diâmetro interno de 34,5 mm. O cabeçote foi adaptado para funcionamento em mono cilindro,

ligando-se somente a válvula de aspiração de um dos cilindros ao tanque de equalização. As outras aberturas das válvulas de aspiração e descarga foram bloqueadas.

Um transdutor de pressão foi inserido no tanque de equalização de pressão e outro a 138 mm da porta da válvula de aspiração. Foi realizada uma depressão no tanque de maneira a obter, para todos os regimes de rotação, uma diferença de pressão entre o ambiente e o tanque de $0,32 \pm 0,01$ bar.

3.2 – Metodologia Numérica

A simulação numérica para o estudo das flutuações de pressão utiliza o método das características, que é uma técnica matemática para resolver problemas envolvendo equações diferenciais parciais hiperbólicas. As equações são resolvidas numericamente utilizando uma grade retangular em x e t . A malha é especificada em cada trecho do tubo. A pressão do gás, densidade, temperatura e velocidade podem ser determinadas a partir das equações da conservação da energia, continuidade e momentum, conjugadas com a equação de estado. As condições de contorno e iniciais foram obtidas a partir dos dados experimentais.

O sistema de admissão foi sub-dividido em seções de tubo individuais que são conectadas através de junções. A malha é especificada em cada seção do tubo entre as junções.

Considera-se inicialmente um conduto contendo gás a pressão p_0 e temperatura t_0 . Este estado inicial do gás não perturbado é considerado “estado de referência” e representa a referência estacionária no qual propagam-se as perturbações do fluido no interior do conduto.

A técnica utilizada por Benson (1982) consiste em ajustar as equações da conservação da massa, momentum, energia e estado ao longo de linhas características na forma $dx/dt = u \pm c$ e $(d/dt) = \partial/\partial t + c(\partial/\partial x)$. Desta forma as equações ficam :

$$\frac{dx}{dt} = u \pm c \quad (3)$$

$$\frac{dp}{dt} \pm \rho c \frac{du}{dt} - (k-1)\rho \left(q + u \frac{4A}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right) + \frac{c^2}{A} \frac{u}{\partial x} \pm \frac{4f}{D} \frac{c u^2}{2} \frac{u}{|u|} = 0 \quad (4)$$

e

$$\frac{dp}{dt} - c^2 \frac{dp}{dt} - (k-1)\rho \left(q + u \frac{4A}{D} \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \right) = 0 \quad (5)$$

As condições de contorno e iniciais (obtidas experimentalmente) e a equação do gás ideal complementam o sistema de equações a ser resolvido.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A Fig. 3 mostra a variação da vazão mássica média em função da rotação do eixo comando de válvulas para os dados experimentais e os numéricos. Cada ponto de vazão mostrado na curva experimental representa a média da vazão mássica na rotação considerada. Estes resultados foram obtidos para as seguintes condições: temperatura ambiente = 294,7 K; temperatura do tanque = 295,4 K ; comprimento do tubo = 2105 mm e $\Delta p = 0,32$ bar

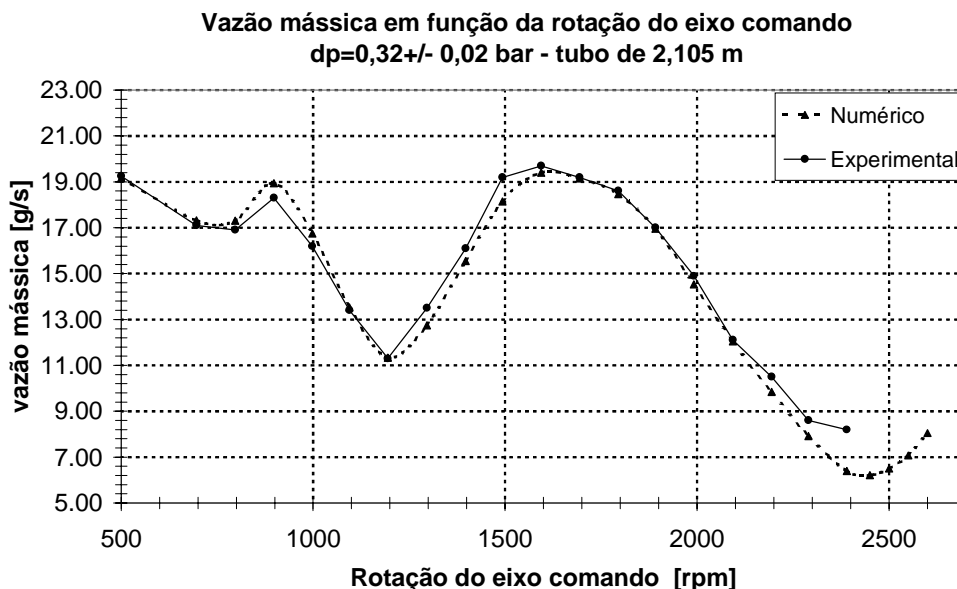


Figura 3 – Variação da vazão mássica em função do regime de rotação do eixo comando de válvulas

Observa-se da Fig.3 que a vazão apresenta pontos de máximos e mínimos ao longo da faixa de rotação considerada, diferentemente do que ocorre com um motor real (Heywood, 1988). O motor real, possui um comportamento semelhante ao de uma bomba volumétrica, cuja vazão é, em primeira aproximação, proporcional à velocidade de rotação. Neste caso, com o aumento da velocidade, cresce a depressão no plenum, obtendo-se uma depressão variável durante o tempo de aspiração. No banco de fluxo, esta depressão é constante durante a fase de aspiração. Desta forma, os pontos de máximos e mínimos apresentados na Fig. 5 estão relacionados com o momento de chegada da onda de compressão na abertura da válvula de aspiração. Em baixas rotações (até 900 rpm) não há uma grande manifestação dos fenômenos inerciais, dos de resistência ao escoamento e dos fenômenos pulsantes. Nesta faixa de rotação, portanto, a vazão mássica não apresenta grandes alterações. A medida que a rotação aumenta, tanto os fenômenos inerciais como os pulsantes se tornam importantes. A influência dos fenômenos pulsantes pode aumentar ou diminuir a quantidade de massa de ar que entra no cilindro.

A Fig. 3 mostra que a variação da vazão mássica obtida numericamente acompanha a variação da vazão mássica experimental para todas as frequências de teste.

As Fig. 4 a 6 mostram a flutuação de pressão obtida numericamente e experimentalmente a 138 mm da válvula, para as rotações de 500, 1594 e 2194 rpm do eixo comando, respectivamente. Estas rotações foram escolhidas para representar um ponto de baixa rotação (500 rpm), um ponto nas vizinhanças de um máximo de vazão (1594 rpm) e um ponto nas vizinhanças de um mínimo de vazão (2194 rpm).

Observa-se das Fig. 4 a 6 que a simulação numérica apresenta um comportamento que segue a variação angular da pressão, a menos de uma diferença fase. Esta diferença de fase ainda está sendo estudada, mas pode estar associada ao posicionamento do sensor indutivo em relação à referência do ponto morto superior. O ponto morto superior é utilizado pelo código numérico na determinação da abertura e fechamento da válvula de aspiração. Outro fator pode ser aquele devido às condições de entrada do código numérico. Entretanto, a análise espectral das simulações experimental e numérica mostra que as frequências existentes são iguais.

Varição da pressão pelo ângulo comando de válvulas
Rotação do eixo de 500 rpm

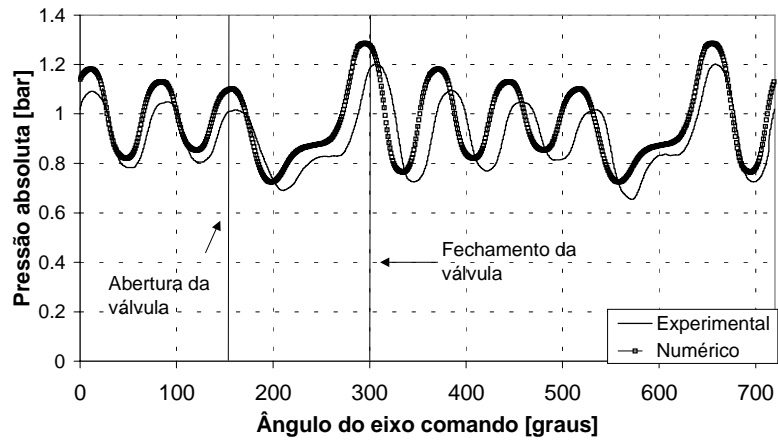


Figura 4 – Flutuação da pressão para uma rotação de 500 rpm

Varição da pressão pelo ângulo comando de válvulas
Rotação do eixo de 1594 rpm

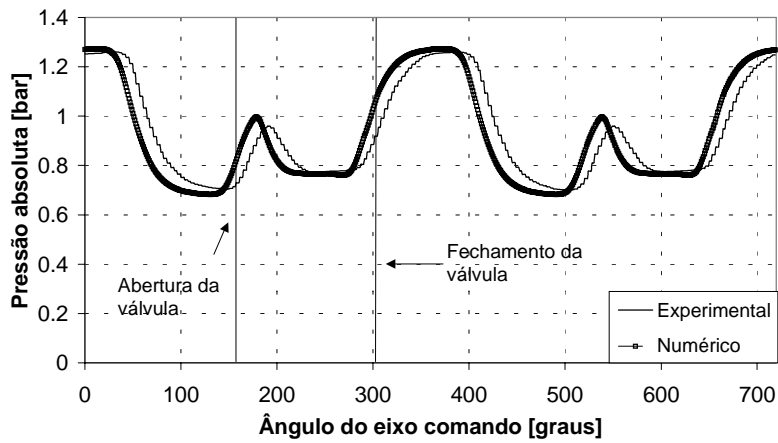


Figura 5 – Flutuação da pressão para uma rotação de 1594 rpm

Varição da pressão pelo ângulo comando de válvulas
Rotação do eixo de 2194 rpm

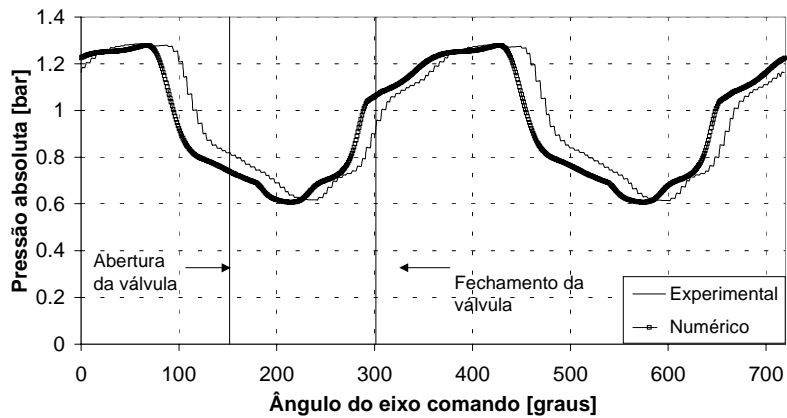


Figura 6 – Flutuação da pressão para uma rotação de de 2194 rpm

A análise espectral da pressão para as frequências estudadas é apresentada nas Fig. 7 a 9.

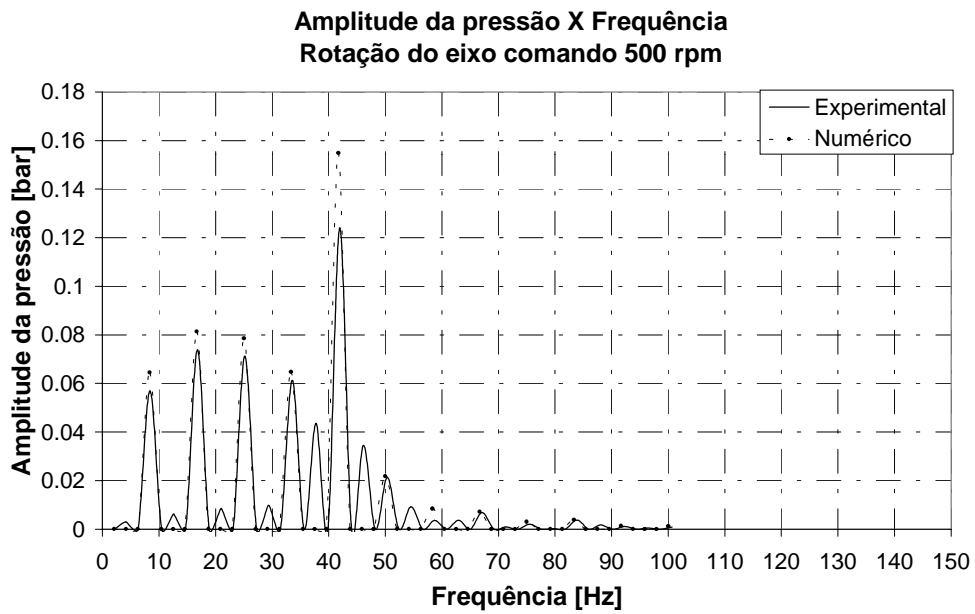


Figura 7 – Amplitude da pressão pela frequência – Rotação de 500 rpm (eixo comando)

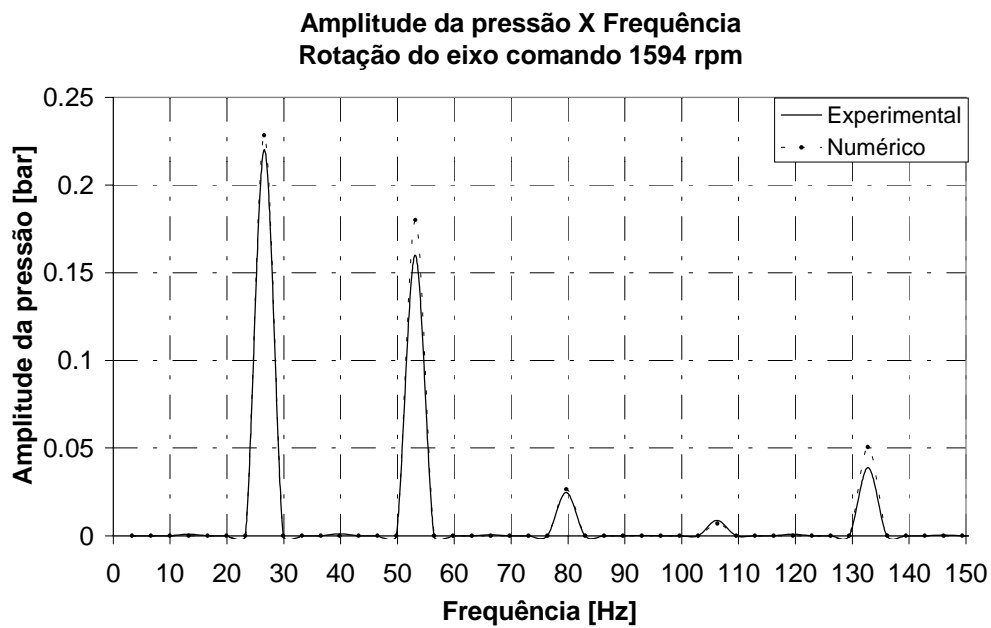


Figura 8 – Amplitude da pressão pela frequência – Rotação de 1594 rpm (eixo comando)

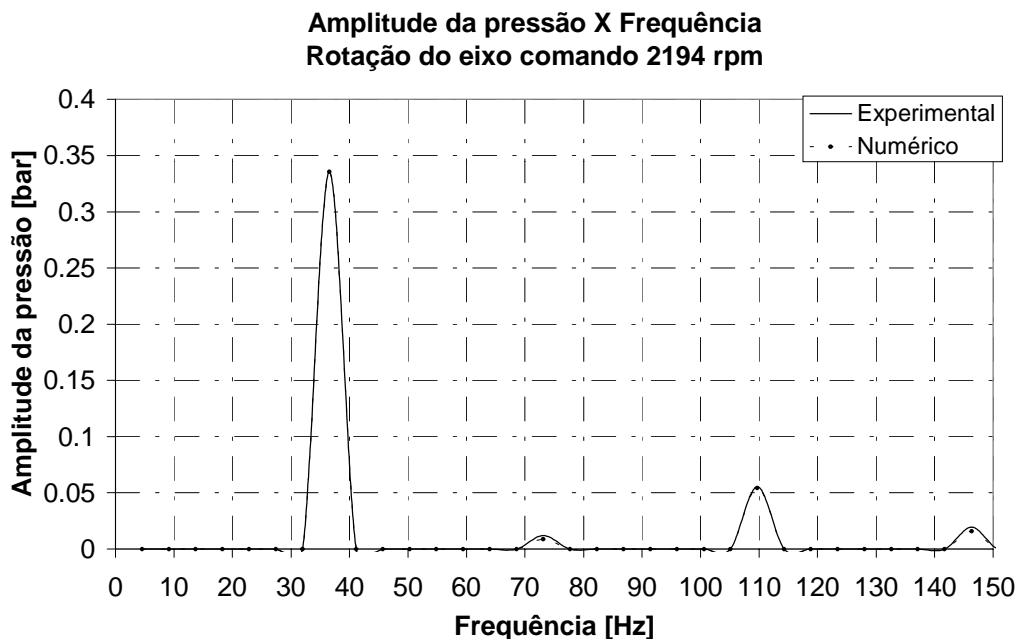


Figura 9 – Amplitude da pressão pela frequência – Rotação de 2194 rpm (eixo comando)

Pode ser observado na Fig.7 que a resposta do sistema compreende as frequências múltiplas da rotação de 500 rpm (8,3 Hz). Entretanto, nos limites inferior e superior da frequência de 42,95 Hz há dois picos (experimentais) de frequência 37,75 e 41,9 Hz que não são captados pela análise numérica. Pode-se atribuir o aparecimento desses picos a uma mudança da rotação do motor durante a fase de aquisição de dados, uma vez que a aquisição de dados foi efetuada com um número de oito ciclos do eixo comando de válvulas.

Particularmente interessante foi o comportamento para o regime de rotação de 2194 rpm (36,6 Hz), que está próximo da frequência fundamental do tubo (40,9 Hz). Nessa situação, como a frequência de excitação da válvula é próxima à frequência natural do tubo, ocorre uma amplificação da amplitude da pressão. Entretanto, a vazão mássica para este regime de rotação é próxima de um mínimo. Pode ser observado que essa amplificação da pressão não leva necessariamente a um aumento da vazão.

A análise espectral revelou ainda que em relação às frequências de ressonância os dados experimentais e os numéricos são similares.

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi estudada a resposta da vazão e pressão em função da frequência de excitação produzida por uma válvula de aspiração em um tubo reto. Foi realizada uma simulação numérica através de um código numérico que utiliza o método das características. Através da variação do regime de rotação foi possível comparar as frequências experimentais com aquelas obtidas numericamente. Os resultados mostraram que para um tubo reto não há uma significativa diferença entre os resultados numéricos e os experimentais, tanto na variação da pressão (a menos de um erro de fase) quanto na frequência. A análise espectral revelou que ocorre uma amplificação da pressão quando a frequência de excitação da válvula é próxima à frequência fundamental de ressonância do tubo. Entretanto, essa ressonância não está ligada diretamente a um aumento da vazão mássica. Os resultados mostraram também que quando a válvula de aspiração começa a ser fechada ocorre um progressivo aumento da pressão na porta da mesma. A partir do fechamento completo da válvula, a onda de pressão oscila no interior do conduto com o modo de vibração de um quarto de onda. A investigação

comprovou a eficácia da metodologia numérica pela comparação com os dados obtidos no Banco de Fluxo.

Agradecimentos

CAPES – Fundação Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
Centro Ricerche FIAT SPA – Italy

REFERÊNCIAS

- Benson R.S. " The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines Vol.I e II - Oxford University Press, 1982.
- Hanriot S, Medeiros M. A. F. , Valle R.M., “Estudo experimental dos fenômenos pulsantes em um coletor de aspiração de tubo reto de um motor de combustão interna alternativo”, IV Congresso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica (CIDIM 99). Santiago, Chile, 1999.
- Heywood J.B. , “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw Hill International Editions, 1988.
- Kinsler, L. E, et al, Fundamentals of Acoustics, John Wiley & Sons, 1980
- Morse, P. H., Boden, R. H. e Schecter , H., “Acoustic Vibrations and Internal Combustion Engine Performance”, Journal of Applied Physics, Vol. 9, January, 1938.
- Payri, F. , Desantes, J. M. and Torregrosa, A. J., “Acoustic boundary condition for unsteady one-dimensional flow calculations”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 188(1), pp.85, 1995.
- Puglisi A., Mirano S., Bonetto G., Peano S., “ Metodologia Analisi Fluidodinamica/Combustione”, Rapporto di Lavoro Svolto, Centro Ricerche FIAT, 1995.
- Puglisi A., Sassi L., “Metodologia Analisi Fluidodinamica/Combustione”, Rapporto di Lavoro Svolto, Centro Ricerche FIAT, 1996.
- Sassi L., “ Utilizzo banco non stazionario motori famiglia B-C”, Rapporto di Lavoro Svolto, Centro Ricerche FIAT, 1996.
- Winterbone, D.E., Worth, D. and Nichols, J.R., “A comparison of synthesis and analysis models for wave action manifolds”. Proc. Of the ImechE C372/037, 1989.

AN EXPERIMENTAL AND NUMERICAL STUDY OF GAS FLOW IN STRAIGHT INTAKE MANIFOLDS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Abstract. The pulsating flow in the intake system of an internal combustion engine is studied. The study is both experimental and numerical and is aimed at improving the system performance. The pulsating phenomena originate from the periodic movement of the intake valve. This produces waves that propagate within the system. The intake system studied was composed of a straight pipe connected to a 1000cc engine with a single operating cylinder. The experiments were carried out in a flow bench. The numerical simulations used the method of characteristics. Mass flow and pressure fluctuations obtained from the numerical simulations compared very well with the experimental results.

Keyword: *Engines, Resonance, Intake manifold, Flow-Bench*