

## ANÁLISE DO ESCOAMENTO EM CONDUTOS DE ADMISSÃO NA PRESENÇA DE JUNÇÕES

### Sérgio de Moraes Hanriot

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais  
[hanriot@pucminas.br](mailto:hanriot@pucminas.br)

### Rudolf Huebner

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais  
[rudolf@pucminas.br](mailto:rudolf@pucminas.br)

### Ismael Alves Coutinho

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais  
[ismael\\_coutinho@yahoo.com](mailto:ismael_coutinho@yahoo.com)

**Resumo.** Os condutos de admissão em motores de combustão interna têm como tarefa conduzir o ar da atmosfera até os cilindros, distribuindo de modo uniforme a massa de ar admitida com a menor perda de pressão possível. Devido ao movimento alternativo dos pistões e das válvulas, o campo de escoamento do gás presente no conduto de admissão apresenta oscilações de pressão. Tais oscilações podem ser utilizadas para aumentar a quantidade de massa de ar admitida. Este fato está relacionado basicamente à geometria do conduto de admissão envolvendo variáveis tais como o diâmetro do conduto, junções, comprimento e acessórios. No presente trabalho foi realizada uma análise numérica e experimental das ondas de pressão no interior do conduto de admissão na presença de junções e os efeitos da posição da junção na quantidade de massa de ar admitida através das válvulas de admissão. Os resultados mostraram que a localização da junção afeta a eficiência volumétrica do motor.

*Palavras chave:* Escoamento transiente, Motores, Junções.

### 1. Introdução

Nos projetos de condutos de admissão de motores de combustão interna observa-se que a geometria afeta consideravelmente a quantidade de massa de ar admitida. Isso ocorre porque a massa de ar que entra nos cilindros é função da frequência dos pulsos de pressão produzidos pelo movimento alternativo dos pistões e das válvulas de admissão. Os condutos de admissão devem ser projetados de modo a aumentar a massa de ar admitida pelos cilindros para um determinado intervalo de rotação do motor. Basicamente, o processo consiste em considerar o conduto de maneira que um pulso de pressão positivo alcance a porta da válvula de admissão no instante em que o pistão encontra-se no ponto morto inferior (Winterbone, 1999, 2000). Winterbone (1990) mostrou que o conduto de admissão ressonando no modo de um ressonador de Helmholtz tem uma grande influência nos efeitos de pressão no cilindro no momento de fechamento da válvula de admissão.

Benajes (1997) apresentou um modelo com base na teoria de ondas para o projeto de condutos de admissão. O modelo foi capaz de calcular as dimensões para um conduto de admissão com valores ótimos de rendimento volumétrico. As curvas, caixas ressonantes e as junções são exemplos de acessórios em que pode existir uma reflexão dos pulsos de pressão. Além disso, as ondas de pressão também são influenciadas pelos pulsos de pressão produzidos por outros cilindros que não estão no curso de admissão, causando ainda um fluxo reverso e uma diminuição considerável da quantidade de massa de ar admitida.

A presença de junções no conduto implica em uma perda de pressão adicional. Algumas vezes tais perdas são desprezíveis, enquanto em outras podem afetar o rendimento volumétrico. Os projetistas se deparam com uma série de situações envolvendo junções e acessórios, mas em linhas gerais é necessária a realização de testes experimentais para o entendimento dos fenômenos que ocorrem no interior do conduto.

De fato, são três as possibilidades para a obtenção dos dados:

- Execução de testes para análise do escoamento envolvendo as junções;
- Resultados experimentais da literatura;
- Expressões empíricas e analíticas para a estimativa da perda de carga nas junções.

Os coeficientes de perda de pressão apresentados na literatura são obtidos experimentalmente considerando-se escoamento permanente. Este é um processo complexo e caro pois que requer a confecção de junções previamente projetadas. Ocorre que há certos desenhos de junções que não são apresentadas pela literatura.

É conveniente classificar as junções em dois tipos distintos: Junções 'T' e 'Y'. As junções T consistem em um duto reto com área constante de seção reta, com uma interseção lateral inclinada em relação ao duto principal. Uma junção 'T' de 90° é um caso da junção T geral. Junções Y são formadas pelo duto principal que se bifurca em dois dutos de

mesmo ângulo em relação ao duto principal. Winterbone e Pearson (2000) descreveram como se realizar as medições de perdas de pressão em tais junções.

Neste trabalho, os efeitos produzidos por uma junção 'Y' de 20° presente no conduto de admissão foram estudados. A junção foi inserida alternadamente em três posições do conduto de admissão visando estabelecer qual posição apresentou a maior quantidade de ar admitida. O objetivo do trabalho foi realizar uma comparação entre os resultados numéricos obtidos a partir de um código numérico que utiliza o Método das Características com os experimentais e avaliar os efeitos da diferença de pressão entre a porta da válvula e o interior do cilindro.

## 1.2 Revisão da Literatura

Morse et al (1938) foram um dos primeiros a mencionar o fenômeno de pulsos de pressão nos condutos de admissão. Eles estudaram as vibrações em um conduto de admissão de quatro tempos e mono cilindro. No trabalho foi mostrado que o movimento transiente do ar produz ondas estacionárias no conduto. Nessa condição, se durante a revolução a onda de pressão atinge um valor em amplitude menor que a média do ciclo nas imediações do fechamento da válvula de admissão, ocorrerá uma diminuição do rendimento volumétrico.

Os projetistas têm conhecimento que a geometria dos condutos de admissão afeta substancialmente o desempenho de motores de combustão interna. Isso ocorre porque o ar admitido pelos cilindros é função da frequência das ondas de pressão produzidas pelo movimento alternativo das válvulas e do pistão. Os condutos de admissão podem ser projetados de modo a permitir uma melhoria do rendimento volumétrico em motores de combustão interna (Hanriot et al, 2000). Os condutos de admissão de comprimento variável são exemplos dessa aplicação. Considerando a natureza do processo de admissão de ar, o mecanismo básico de aumento da quantidade de ar admitida segue o conceito de um pico de pressão atingir a porta da válvula de admissão próximo ao fechamento da mesma (Winterbone, 1999, 2000).

Winterbone (1990) mostrou que podem ser considerados dois diferentes modos de vibração no projeto dos condutos. Tais modos visam estabelecer uma relação entre a geometria do conduto e as conseqüências no rendimento volumétrico: um em que o ar no interior do conduto vibra como um tubo de frequência de um quarto de onda e outro que vibra como um ressonador de Helmholtz. Nessa condição, foi mostrado que maiores rendimentos ocorrem quando o pico da onda de pressão atinge a porta da válvula nas imediações de seu fechamento e abertura. Ambos os modos são importantes, porém o do ressonador de Helmholtz parece ter uma maior influência na eficiência volumétrica devido aos efeitos da pressão no cilindro quando a válvula de admissão se fecha.

O estudo do sistema completo de admissão pode ser realizado considerando-se dois sub-sistemas: Os pistões e as válvulas, que se movem periodicamente e atuam como fonte excitante; e o conduto de admissão, como um sistema que responde à excitação de acordo com sua geometria. A interação mútua afeta consideravelmente a condição de escoamento transiente, e conseqüentemente o processo global de admissão de ar.

O caso simples de um tubo, com uma extremidade aberta e a outra fechada, que vibra com uma frequência natural de um quarto de onda é relevante para motores mono ou multi-cilindros com condutos de admissão independentes, ou mesmo em motores cujos condutos de admissão primário estão conectados em uma câmara intermediária. Nesta condição, a Eq.(1) mostra a relação.

$$f = \frac{a}{4L} \quad (1)$$

Onde  $f = w/2\pi$  e  $L$  é o comprimento efetivo do conduto e  $a$  representa a velocidade da onda no tubo.

Benajes (1997) apresentou um modelo baseado na teoria acústica de ondas, capaz de calcular as dimensões principais de um conduto de admissão. Nesse trabalho foi mostrado que o local onde ocorrem as reflexões das ondas de pressão é importante no projeto dos condutos. Alguns parâmetros que consideram a relação dinâmica existente entre o conduto e o motor foram definidos. No emprego desses parâmetros, o modelo pôde ser aplicado para dois modos complementares: análise acústica no conduto e o estabelecimento de uma geometria ótima para as condições de projeto. A Eq. (2) mostra a resposta acústica do conduto de admissão na presença de junções e câmaras intermediárias.

$$Z_1 \tan \frac{wL_1}{a} = Z_2 \frac{A_2}{A_1} \cot \frac{wL_2}{a} - \frac{wV}{aA_1} \quad (2)$$

$Z$  representa o número de condutos primários e secundários,  $w$  a frequência natural do conjunto do conduto de admissão,  $L$  os comprimentos dos condutos,  $a$  velocidade do som,  $A$  a área da seção reta e  $V$  o volume da câmara intermediária, se existir.

À parte da resposta dinâmica do conjunto completo do conduto de admissão, o fenômeno de reflexão das ondas de pressão nas junções e eventualmente câmaras intermediárias é similar àquele descrito para um motor mono-cilindro. Isso significa que em tais motores duas frequências naturais podem ser ajustadas: a frequência natural do conjunto completo (Eq. 2), e frequências de alta ordem ligadas ao conduto primário, dada pela Eq. (1).

O parâmetro que relaciona a frequência do sistema e a do motor é chamado parâmetro de frequência  $Q$ , definido pela Eq. (3):

$$Q = \frac{f_{sistema}}{f_{motor}} \quad (3)$$

Estudos teóricos e experimentais mostraram (Morse, 1938) que condutos de admissão ótimos seriam aqueles cujo parâmetro de frequência situa-se entre 3 e 5. Alguns resultados publicados por Ohata e Ishida (1982) permitiram derivar uma expressão (Eq. 4) de um valor ótimo de  $Q$  em função da rotação do motor para um motor com características específicas:

$$Q_{ótimo} = 2,7 + \frac{N}{3333} \quad (4)$$

Sendo que a rotação do motor (em rpm) variava de 1204 a 6004 rpm.

## 2. Metodologia Analítica e Simulação Numérica

No presente trabalho os fenômenos de onda no interior dos condutos de admissão são analisados através de um modelo analítico unidimensional utilizando o “método das características”. Este método utiliza uma técnica de solução de equações diferenciais parciais hiperbólicas transformando-as em equações diferenciais ordinárias (Benson, 1973, 1982, Onorati, 1998; Winterbone e Pearson, 2000).

As equações governantes unidimensionais que descrevem um escoamento compressível e não homeotrópico para um gás ideal são (Winterbone e Pearson, 1999, 2000):

$$\frac{\partial V}{\partial t} + A \frac{\partial V}{\partial x} + C = 0 \quad (5)$$

onde:

$$V = \begin{bmatrix} \rho \\ u \\ p \end{bmatrix}, \quad A = \begin{bmatrix} u & \rho & 0 \\ 0 & u & \frac{1}{\rho} \\ 0 & a^2 \rho & u \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} \rho u \\ 0 \\ a^2 \rho u \end{bmatrix} \frac{1}{F} \frac{dF}{dx} + \begin{bmatrix} 0 \\ G \\ (\kappa - 1)\rho(q + uG) \end{bmatrix} \quad (6)$$

sendo  $x$  a distância,  $t$  o tempo,  $p$  a pressão,  $u$  a velocidade do escoamento,  $\rho$  a massa específica e  $a$  a velocidade do som.  $F$  é a área da seção transversal e  $d$  o diâmetro do conduto.  $G = 4f_w u |u| / 2d$ , onde  $f_w$  é o fator de atrito na parede do conduto,  $q$  é a transferência de calor por unidade de massa e  $\kappa$  é a razão entre os calores específicos. Esta série de equações diferenciais parciais é um sistema hiperbólico não-linear, e a integração pode ser obtida através de esquemas numéricos aptos para utilizar as informações contidas ao longo das linhas características no campo do escoamento (Roe, [12]). Três linhas características são usadas em um método não homeotrópico (Winterbone, 2000): características se movendo para a direita e esquerda  $dx/dt = u \pm a$  (representa as inclinações (distúrbios) que são relatados para as velocidades das ondas em relação ao escoamento médio) e a trajetória da linha  $dx/dt = u$ , que segue (acompanha) o movimento do escoamento no conduto.

### 2.1 – Simulação Numérica

Inicialmente foram realizadas simulações numéricas em um programa computacional disponível para verificar as características do escoamento do ar no conduto de admissão considerando a presença da junção. O programa, escrito em linguagem Fortran, foi implementado no Centro de Pesquisas da FIAT (CRF), Itália, para validar experimentos no banco de fluxo. A metodologia utilizada foi considerar as válvulas defasadas de 180°.

Os parâmetros fornecidos ao programa como dados de entrada para a obtenção da vazão mássica e da pressão com a defasagem das válvulas eram os seguintes: número de cilindros e número de válvulas por cilindro, rotação do eixo de manivelas, diferença de pressão entre o ambiente e o tanque de equalização no banco de fluxo, temperatura ambiente e do tanque de equalização de pressão, dimensões, conexões e fator de atrito nos dutos, valor das quedas de pressão localizadas, coeficiente de exaustão na entrada das válvulas, relação entre o deslocamento angular e a respectiva área isentrópica para a primeira e a segunda válvula, quantidade e localização dos transdutores de pressão e pontos da malha para o cálculo e saída dos parâmetros.

O programa fornecia como resultado as seguintes variáveis nos pontos da malha definida: variação da pressão absoluta em função do ângulo do eixo de manivelas, variação do número de Mach em função do ângulo do eixo de manivelas e variação da vazão mássica em função do ângulo do eixo de manivelas.

O modelo computacional simulou situações em que o banco de fluxo utilizava o cabeçote de um motor de oito válvulas. A análise da variação da vazão mássica e da pressão no escoamento transiente ocasionado pelo movimento das válvulas de admissão foi feita com apenas dois cilindros em operação. As simulações numéricas foram realizadas na faixa de rotação realizadas nos experimentos. Na análise numérica foram consideradas tomadas de pressão nas portas das válvulas de admissão e em pontos distribuídos ao longo do conduto.

### **3. Aparato Experimental e Procedimentos**

O banco de fluxo (Fig.1) é um aparato experimental usado para o estudo do escoamento permanente e transiente do ar em condutos de admissão e descarga de motores de combustão interna alternativos em condições de diferencial de pressão constante. O aparato permite a medição da vazão do escoamento por meio de medidores de fluxo laminar (Hanriot, 2001).

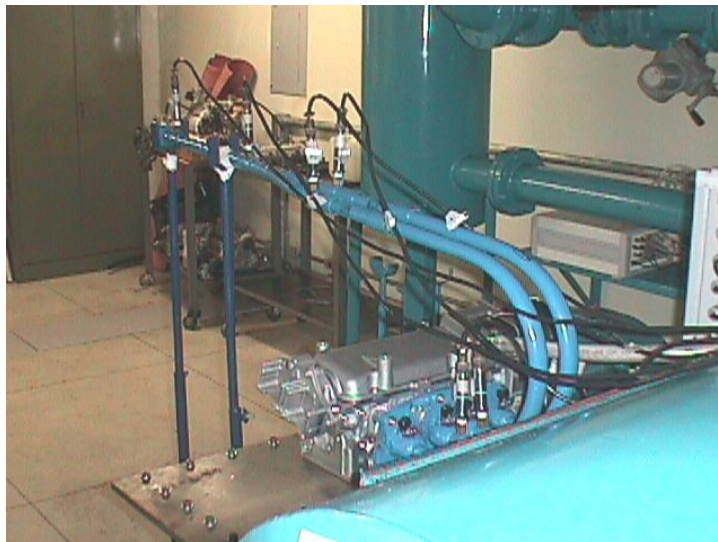


Figura 1 – Vista do aparato experimental – Banco de Fluxo

A diferença de pressão constante é obtida através de um reservatório de grande volume ao qual o sistema de admissão é conectado em conjunto com o cabeçote do motor. Na outra extremidade, o reservatório é conectado a um ventilador centrífugo que produz a diferença de pressão. O reservatório é utilizado para atenuar os pulsos de pressão gerados pelo soprador e assim somente as variações de pressão que ocorrem no interior do conduto de admissão são analisadas. A queda de pressão é obtida através de um conjunto de válvulas entre o soprador e o reservatório de equalização (também chamado de plenum), com capacidade de 350 litros. O presente trabalho, somente o cabeçote foi conectado ao reservatório. As válvulas do cabeçote do motor foram acionadas através de um motor elétrico conectado ao cabeçote através de uma correia dentada. O motor elétrico usado possui potência de 30 kW e rotação máxima de 3500 rpm.

As pressões dinâmicas no conduto de admissão foram obtidas através de transdutores piezoresistivos com intervalos de medição de  $\pm 2$  bar. Os termopares de temperatura são do tipo resistência de platina, com utilização entre 0 a 60° C. Um cabeçote de um motor de 1000 cm<sup>3</sup>, quatro cilindros foi conectado ao reservatório de equalização. Somente as válvulas de admissão do segundo e terceiro cilindros foram colocadas em operação, enquanto as outras válvulas foram desconectadas. Um tubo de aço de 2,155 m de comprimento e diâmetro de 22,3 mm contendo uma junção foi conectado à porta das duas válvulas.

Seis transdutores de pressão foram utilizados e distribuídos ao longo do conduto de admissão conforme o desenho esquemático da Fig. 2. Os transdutores foram nomeados como P1, P2, ..., P6, sendo que os de nome P1 e P2 foram conectados o mais próximo possível da porta da válvula. Três configurações do posicionamento da junção foram testadas e os respectivos comprimentos (em milímetros) são mostrados na Tab. 1.

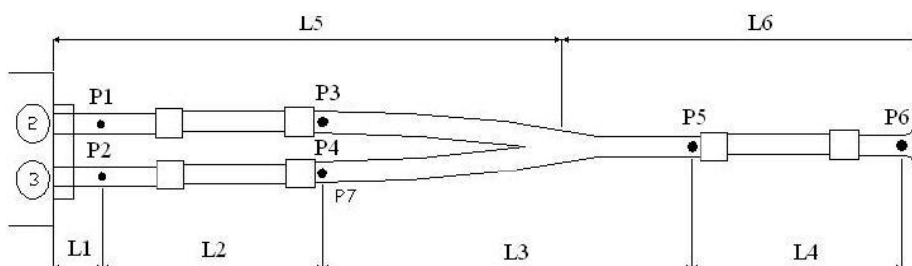


Figura 2 – Desenho esquemático da junção e dos transdutores de pressão no conduto de admissão.

Tabela 1 – Posicionamento das configurações da junção testada

	L1	L2	L3	L4	L5	L6
Configuração 1	200	268	260	1216	598	1517
Configuração 2	200	810	260	714	1140	1015
Configuração 3	200	1309	260	215	1639	516

Basicamente a Configuração 1 era aquela cuja junção se posicionava mais próxima da porta da válvula e a Configuração 3 mais distante.

Os experimentos foram realizados para a faixa de rotação de 602 a 3002 rpm do eixo comando de válvulas, com intervalos entre rotação de 200 rpm. A Fig. 3 mostra um desenho esquemático do conjunto de teste do banco de fluxo.

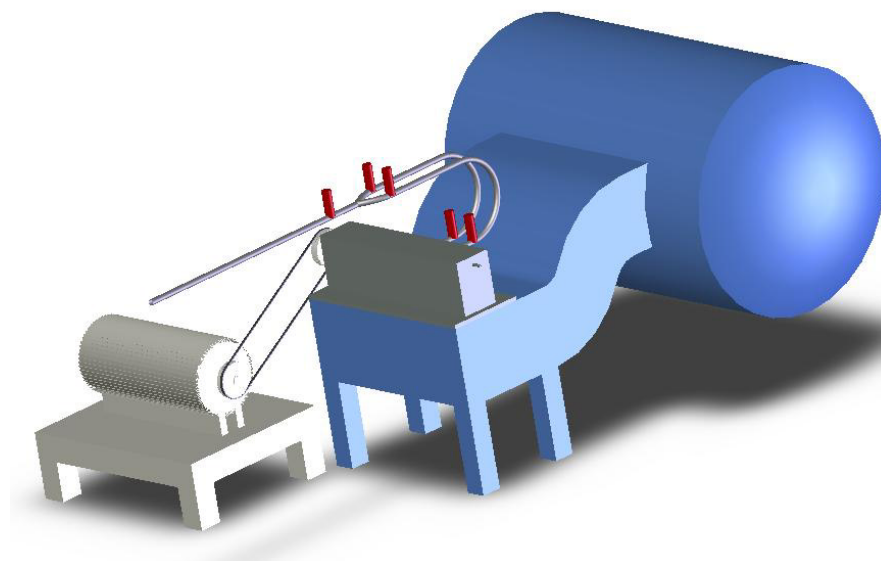


Figura 3 – Desenho experimental do conjunto de teste - Banco de Fluxo.

#### 4. Resultados

A vazão mássica obtida numericamente e a experimental são mostradas nas Fig. 4 a 6 para as três posições estudadas da junção. Inicialmente observa-se que o modelo é capaz de reproduzir a variação da vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas. Os pontos de rotação em que a vazão é máxima e mínima são captados pelo programa computacional com elevada eficiência. Quanto aos valores de vazão mássica, há ligeira divergência, indicando que os dados de entrada do modelo necessitam de um refinamento maior. Entretanto, em modelos unidimensionais como o código mencionado, a relevância maior encontra-se na variação da curva de vazão mássica ao longo da faixa de rotação e o acompanhamento dos pontos de máximo e mínimo da curva. Assim, o modelo foi capaz de reproduzir o fenômeno de forma coerente.

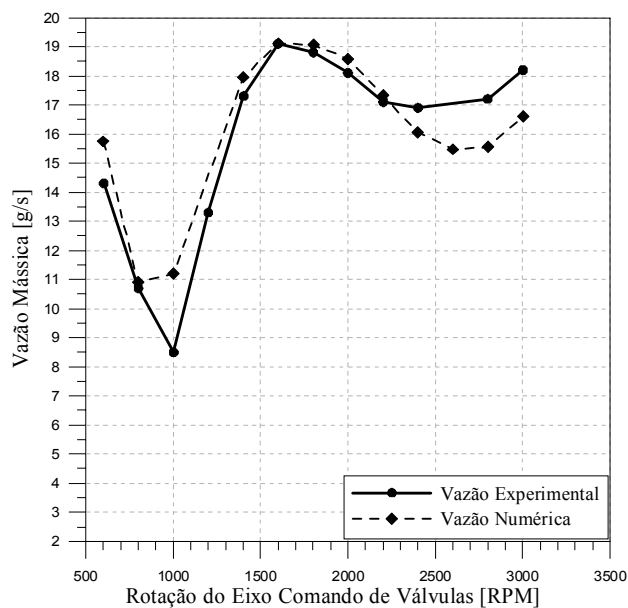


Figura 4 – Vazão numérica e experimental para a Configuração 1

Quanto aos pontos de máximos e mínimos das curvas apresentadas, observa-se que o primeiro mínimo ocorre entre 800 e 1000 rpm para as três configurações. Entretanto, a Configuração 1 apresenta uma vazão mássica experimental menor, em torno de 8 g/s. Quanto ao primeiro máximo de vazão, nas Configurações 1 e 3 ocorrem em torno de 1600 rpm e na Configuração 2 em 2000 rpm. Um ponto importante é que a partir do máximo, as Configurações 2 e 3 apresentam curvas descendentes, enquanto a Configuração 1 apresenta um aumento da vazão a partir de 2000 rpm. Todas essas alterações da vazão estão ligadas às ondas de pressão que atingem a porta da válvula e a interação entre a frequência de excitação e do conduto de admissão. Quando se calcula a vazão mássica média em toda a faixa de trabalho, a Configuração 1 é aquela que apresenta o maior valor, igual a 16,3 g/s, seguida pela Configuração 2, de vazão igual a 15,0 g/s e pela Configuração 3, com vazão igual a 12,1 g/s. Na faixa de rotação até 1600 rpm, a Configuração 1 ainda apresenta valores de vazão maiores se considerarmos a faixa de rotação até 1600 rpm e também para o intervalo de rotação de 1600 a 3000 rpm, seguida pelas Configurações 2 e 3, respectivamente.

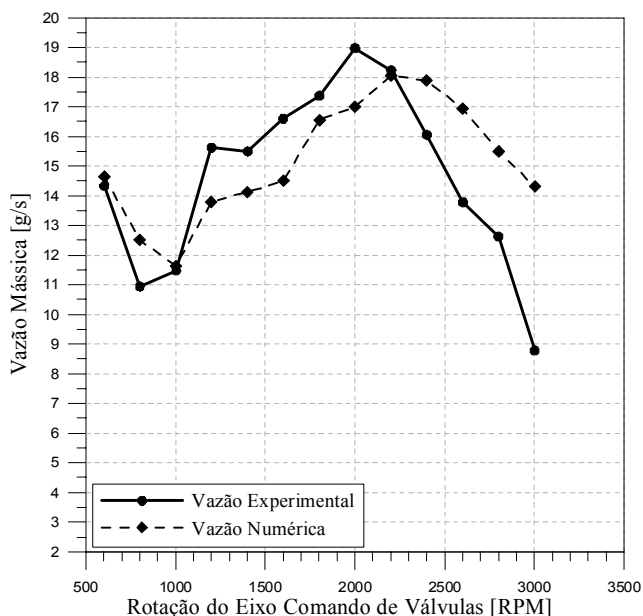


Figura 5 – Vazão numérica e experimental para a Configuração 2

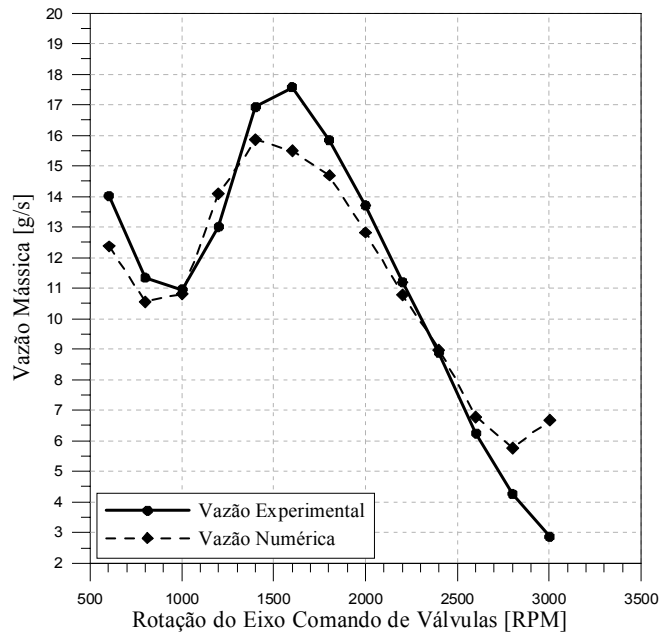


Figura 6 – Vazão numérica e experimental para a Configuração 3

As Fig. 7 a 9 apresentam a variação da pressão manométrica no cilindro 2 em função da rotação do eixo comando de válvulas para os primeiros mínimos de vazão nas três configurações.

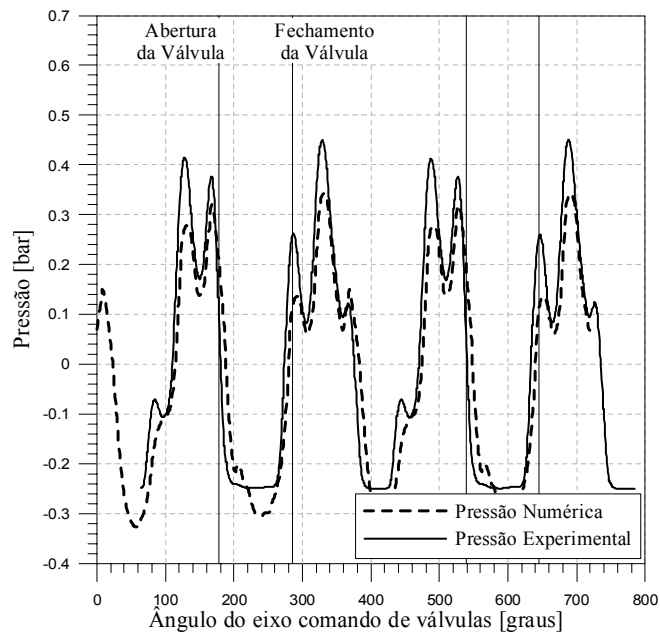


Figura 7 – Pressão em função do ângulo do eixo comando de válvulas no cilindro 2 (Configuração 1) – Rotação de 1002 rpm

Observa-se pela Fig. 7 que o código computacional é capaz de reproduzir as ondas de pressão ao longo do eixo comando. Os picos e vales são captados de forma adequada.

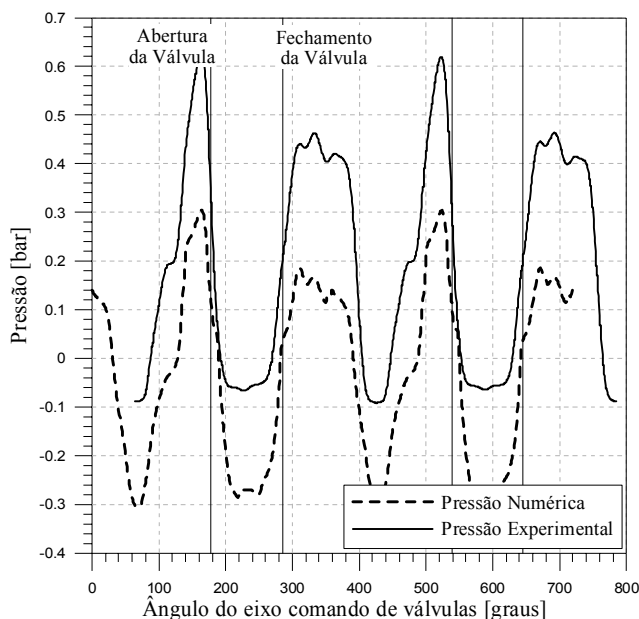


Figura 8 – Pressão em função do ângulo do eixo comando de válvulas no cilindro 2 (Configuração 2) – Rotação de 1002 rpm

Observa-se pela Fig.8 que apesar do código reproduzir as ondas de pressão e de não existir defasagem nos mínimos e máximos em relação ao ângulo do eixo comando de válvulas, há um deslocamento da onda em amplitude, indicando a possível necessidade de um maior refinamento das condições de entrada do código numérico.

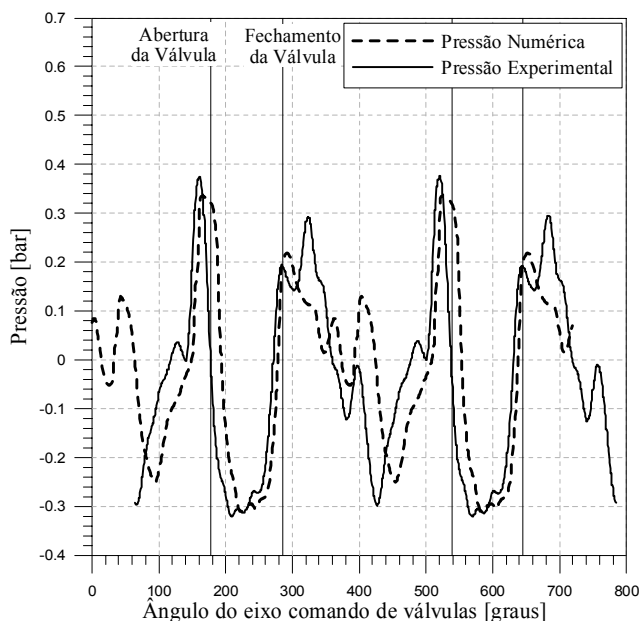


Figura 9 – Pressão em função do ângulo do eixo comando de válvulas no cilindro 2 (Configuração 3) – Rotação de 1002 rpm

A Fig. 10 apresenta a variação da pressão manométrica no cilindro 2 em função da rotação do eixo comando de válvulas para o primeiro máximo de vazão na Configuração 1. Os máximos das outras configurações são semelhantes e não serão apresentados.



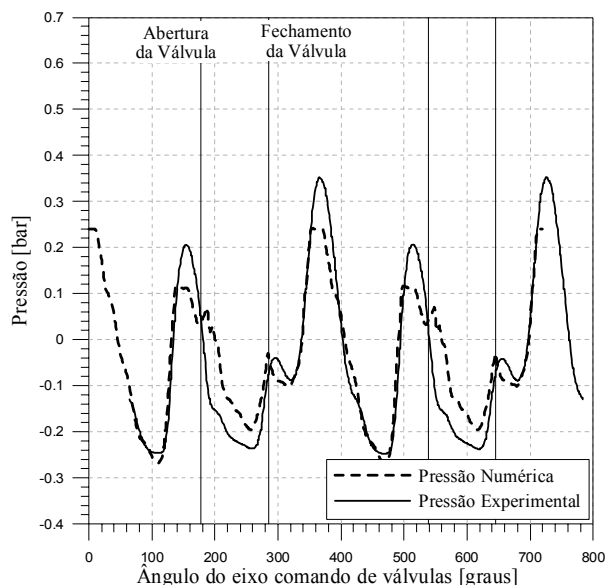


Figura 10 – Pressão em função do ângulo do eixo comando de válvulas no cilindro 2 (Configuração 1) – Rotação de 1600 rpm

Uma informação importante surge das análises espectrais realizadas das ondas de pressão para os mínimos e máximos das configurações. A Fig. 11 apresenta a análise para o sensor P1 mostrado na Fig.7, próximo à porta da válvula para a Configuração 1. As curvas da análise numérica e da experimental se sobrepõem. A frequência fundamental é igual a 16,7 Hz e não é a de maior amplitude, sendo esta aquela do primeiro harmônico, na frequência de 33,4 Hz. Esta amplificação está ligada à frequência natural do conduto de admissão com a junção, que conforme o cálculo efetuado através da Eq. 2 foi de 32,5 Hz.

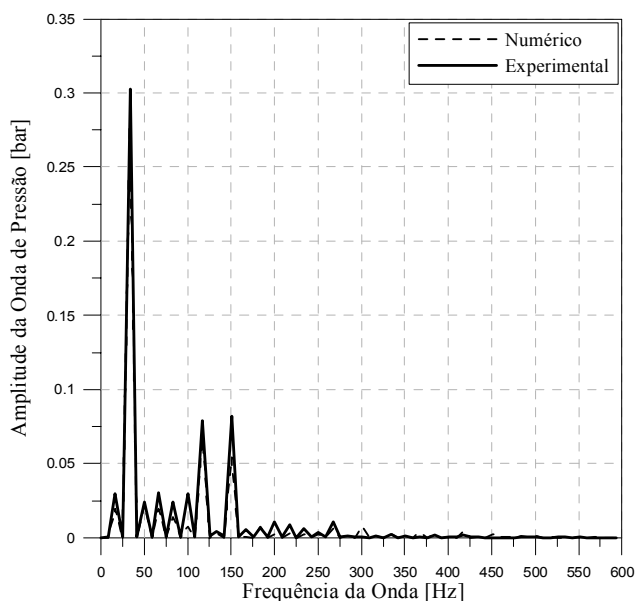


Figura 11 – Análise espectral para o sensor P1 da Configuração 1 – Rotação de 1002 rpm

A amplificação dos 6º e 8º harmônicos na Fig. 11 parece estar ligada ao comprimento primário do conduto, aquele entre a porta da válvula e a junção. Este comprimento, conforme apresentado na Tab. 1 é igual a  $L_5 = 0,598$  m, representando uma frequência natural de um tubo de um quarto de onda igual a 142, Hz, calculado a partir da Eq. 1. As frequências dos 6º e 8º harmônicos são 133,6 e 150 Hz, respectivamente. Entretanto deve-se levar em consideração que a Eq. 1 considera a frequência natural de um tubo fechado-aberto, enquanto que no caso apresentado a válvula de admissão permanece cerca de três quartos fechada e um quarto do período aberta. Sendo assim, é razoável admitir que tais amplificações estejam relacionadas ao comprimento do ramo primário do conduto. A razão da não amplificação do 7º harmônico ainda não está suficientemente explicada.

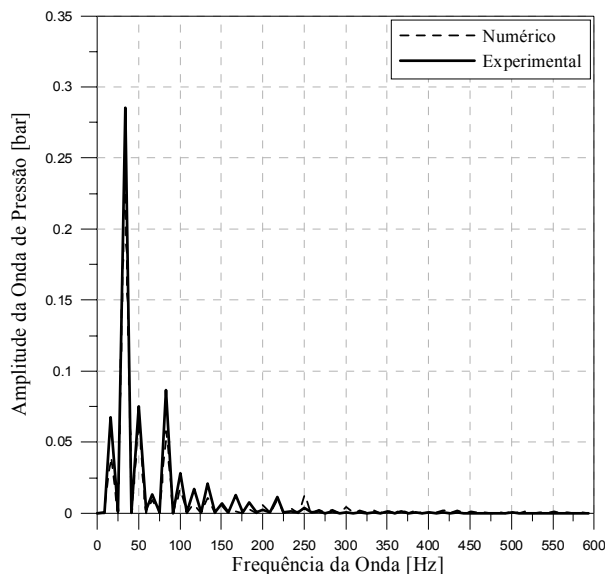


Figura 12 – Análise espectral para o sensor P1 da Configuração 2 – Rotação de 1002 rpm

A análise espectral da Configuração 2 (Fig. 12) para a rotação de um mínimo de vazão mássica mostra uma amplificação do primeiro harmônico. De acordo com a Eq. 2, a frequência natural do conjunto do conduto de admissão é igual a 32,9 Hz. Como a frequência do primeiro harmônico é igual a 33,4 Hz, sua amplificação se deve a ressonância da frequência da fonte excitante (no caso a frequência da válvula) com a frequência do conjunto do conduto de admissão.

A análise espectral da Configuração 3 não será apresentada, uma vez que é semelhante a da Configuração 2.

Uma análise interessante pode ser realizada quando se obtém a vazão mássica numérica instantânea nos cilindros 2 e 3 das configurações estudadas. Os valores apresentados nas Fig. 13 e 14 consideram as curvas de vazão para as rotações que apresentam mínimos e máximos da vazão. Os resultados da Configuração 3 não serão apresentados, pelo fato de apresentar resultado semelhante ao da Configuração 2.

Pode-se observar que há semelhança entre as curvas dos cilindros 2 e 3, indicando que o escoamento de ar é semelhante nos dois cilindros. Na Configuração 1 (Fig. 13) há ainda uma diminuição da vazão a partir do ponto em que ocorre o início do fechamento da válvula de admissão para a rotação de 1002 rpm. Na rotação de 1600 rpm, quando ocorre um ponto de máximo, a curva da vazão mássica não apresenta alterações significativas entre a parte de abertura da válvula e de seu fechamento.

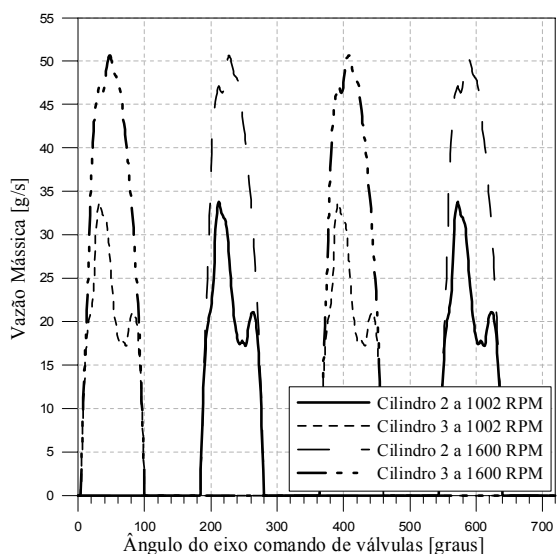


Figura 13 – Vazão mássica instantânea ao longo da abertura da válvula de admissão (Configuração 1) – Simulações para rotações de 1002 rpm e 1600 rpm

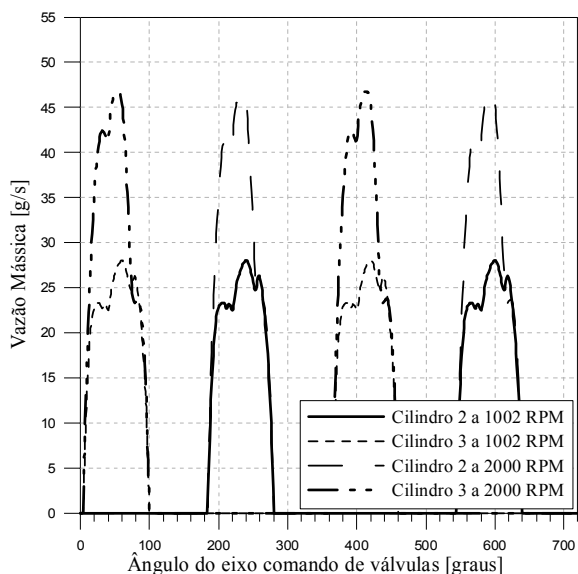


Figura 14 – Vazão mássica instantânea ao longo da abertura da válvula de admissão (Configuração 2) – Simulações para rotações de 1002 rpm e 1600 rpm

A Fig. 15 apresenta a curva do número de Mach em função do ângulo do eixo comando de válvulas para a Configuração 1 nas rotações de 1002 rpm (mínimo de vazão) e de 1600 rpm (máximo de vazão), para os dois cilindros. O escoamento é incompressível para a maior faixa de abertura da válvula de admissão, sendo, entretanto compressível nas imediações da região onde a válvula possui máxima abertura para a condição de máximo de vazão (1600 rpm).

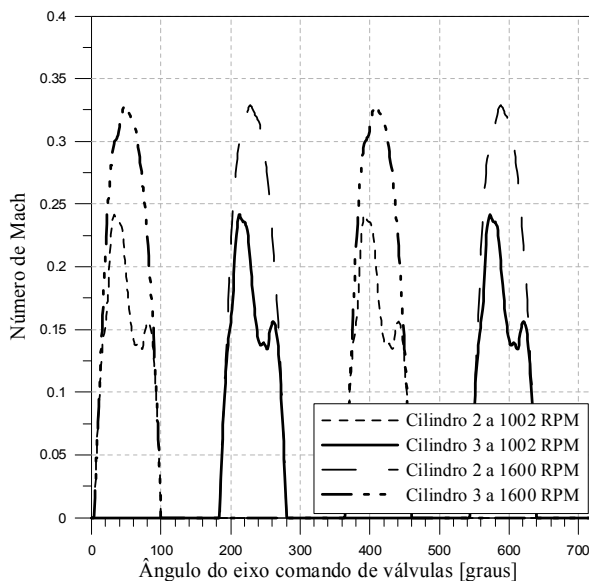


Figura 15 – Número de Mach em função do ângulo do eixo comando de válvulas (Configuração 1) – Simulações para rotações de 1002 e 1600 rpm

As Configurações 2 e 3 também apresentam curvas de número de Mach semelhantes à aquela mostrada na Fig. 15 e não serão apresentadas.

## 5. Conclusões

Através dos estudos conduzidos no trabalho, pode-se chegar a algumas conclusões acerca dos fenômenos transientes que ocorrem em um conduto de admissão na presença de junções. A posição em que a junção é inserida no

conduto afeta a curva de vazão mássica. A configuração que apresenta a junção localizada mais próxima da válvula de admissão foi aquela de maior vazão mássica média. O modelo numérico foi capaz de reproduzir as curvas de vazão mássica e pressão ao longo da faixa de rotação estudada, indicando que informações adicionais poderão ser obtidas e analisadas, como aquelas que mostram a vazão mássica numérica instantânea e a curva do número de Mach. O escoamento é compressível nas proximidades de abertura máxima da válvula de admissão para as situações de faixas de rotação de vazões mássicas máximas. A frequência natural do sistema foi determinada analítica e experimentalmente.

## 6. Referências

- Benajes, J. et al, 1997, "Pre-Design Model for Intake Manifolds in Internal Combustion Engines", SAE Paper n. 970055.
- Benson, R. S., 1973, "A Comprehensive Digital Computer Program to Simulate a Compression Ignition Engine Including Intake and Exhaust Systems", SAE Paper n. 710173.
- Benson, R. S., 1982, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines", SAE Paper n. 970055.
- Hanriot, S. M., Valle, R. M., Medeiros, M. A F., 2000, "An Experimental and Numerical Study from Pulsating Flow in Intake Manifold", SAE Paper n. 2000-01-3162 E.
- Hanriot, S. M., 2001, "*Estudo dos Fenômenos Pulsantes do Escoamento de ar nos Conduitos de Admissão em Motores de Combustão Interna*", Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil.
- Morse, P. H., Boden, R. H., Schecter, H., 1938, "Acoustic Vibrations an Internal Combustion Engine Performance", *Journal of Applied Physics*, v. 9, jan.
- Ohata, A., Ishida, Y., 1991, "Dynamic Inlet Pressure and Volumetric Efficiency of Four-Cycle Cylinder Engine", SAE Paper n. 911042.
- Onorati, A., Ferrari, G., 1998, "Modeling of 1-D Unsteady Flows in I.C. Engine Pipe Systems: Numerical Methods and Transport of Chemical Species", SAE Paper n. 980782.
- Winterbone, D. E., Yoshitomi, M., 1990. *The Accuracy of Calculating Wave Action in Engine Intake Manifolds*. SAE Paper n. 900677.
- Winterbone, D. E.; Pearson, R. J., 1999. *Design Techniques For Engine Manifolds: Wave Action Methods for IC Engines*. USA, Warrendale: SAE International.
- Winterbone, D. E., Pearson, R. J., 2000. *Theory of Engine Manifolds Design: Wave Action Methods for IC Engines*. USA, Warrendale: SAE International.

## ANALYSIS OF THE INTAKE FLOW IN THE PRESENCE OF JUNCTIONS

Sérgio de Moraes Hanriot  
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
hanriot@pucminas.br

Rudolf Huebner  
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
rudolf@pucminas.br

Ismael Alves Coutinho  
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais  
ismael\_Coutinho@yahoo.com

### Abstract

The main task of the intake manifold in internal alternative combustion engines is to drive the air of the atmosphere to the cylinders, distributing the mass of air in a uniform way with the smallest loss of pressure possible. Due to the alternative movement of the pistons and of the valves, the gas in the intake manifold presents pressure oscillations. Such oscillations can be used to increase the amount of mass of air admitted. This task is linked basically to the geometry of the intake manifold and involves variables such as the diameter of the manifold, junctions, length and present accessories. In the present work a numeric and experimental analysis of the pressure waves was performed inside the intake manifold considering the presence of a junction. The junction position effect over the mass flow rate through the admission valves was evaluated. Results shown the junction position affects the engine volumetric efficiency.

Keywords: Transient Flow, Engines, Junction