

# Análise da Influência de uma Junção em Condutos de Admissão

Sérgio de Moraes Hanriot  
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais / PUC-MG  
Rua Dom José Gaspar 500, Coração Eucarístico.  
Cep 30535-610 Belo Horizonte - MG - Brasil  
[\(hanriot@pucminas.br\)](mailto:(hanriot@pucminas.br)) tel.: (031)33194440 fax: (031)33194910

Leonardo Vinícius Mendes Pereira  
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais / PUC-MG  
Rua Dom José Gaspar 500, Coração Eucarístico.  
Cep 30535-610 Belo Horizonte - MG - Brasil  
[\(leovinicius@ig.com.br\)](mailto:(leovinicius@ig.com.br)) tel.: (031)33194583 fax: (031)33194910

Paulo Sérgio Meinberg de Moraes  
Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais / PUC-MG  
Rua Dom José Gaspar 500, Coração Eucarístico.  
Cep 30535-610 Belo Horizonte - MG - Brasil  
[\(psmoraes@uai.com.br\)](mailto:(psmoraes@uai.com.br)) tel.: (031)33194583 fax: (031)33194910

## **Palavras Chave:** Motores, Ondas de pressão, Coletores de admissão.

**Resumo:** No presente trabalho, as variações de pressão causadas pelo movimento alternativo das válvulas de admissão em um cabeçote de um motor de combustão interna foram analisadas tendo sido conectado ao coletor de admissão uma junção. O objetivo do trabalho foi avaliar 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 no conduto afeta a quantidade de massa de ar admitida no conduto de admissão.

## **1. Introdução**

A tarefa principal dos condutos de admissão em motores de combustão interna (MCI) é conduzir o ar da atmosfera até os cilindros, distribuindo uniformemente entre eles a massa de ar admitida com a menor perda de pressão possível. A idéia básica é que a massa de ar admitida da atmosfera deve ser distribuída uniformemente entre os cilindros, o que se impõe uma simetria "fluidodinâmica" do sistema. Devido ao movimento alternativo dos pistões e das válvulas, o gás presente no conduto de admissão apresenta oscilações de pressão. Tais oscilações podem ser utilizadas para aumentar a quantidade de massa de ar admitida. Esta tarefa está ligada basicamente à geometria do conduto de admissão, e envolvem variáveis tais como o diâmetro do conduto, junções, comprimento e acessórios presentes, como, por exemplo, o filtro de ar, válvulas reguladoras de vazão, curvas e junções, além de câmaras intermediárias. Os condutos de aspiração são também projetados para atenuar o ruído produzido pelo movimento dos pistões e das válvulas de admissão (Kong [4]; Sung [5]). No presente trabalho, foi utilizada uma junção com um ângulo de 20°. O objetivo foi verificar a influência da localização da junção nas ondas de pressão e assim na quantidade de massa de ar admitida em função da rotação do eixo comando de válvulas. Os experimentos foram desenvolvidos em um Banco de Fluxo, descrito na seção de Metodologia Experimental.

## 2. Revisão da Literatura

Os projetistas estão cientes que a geometria do sistema de admissão afeta consideravelmente o desempenho de motores de combustão interna. Isso ocorre porque a massa de ar admitida nos cilindros é função da freqüência dos pulsos de pressão produzidos pelo movimento alternativo dos pistões e das válvulas de admissão. Os sistemas de admissão podem ser ajustados de modo tal a aumentar a massa de ar admitida pelos cilindros para um determinado intervalo de rotação do motor. Basicamente, o processo consiste em projetar 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, [6], [7]). Winterbone [8] mostrou que o sistema de admissão ressonando no modo de um resonador de Helmholtz parece ter uma grande influência nos efeitos de pressão no cilindro no momento de fechamento da válvula de admissão.

Benajes [1] apresentou um modelo com base na teoria de ondas para o projeto de sistemas de admissão. O trabalho apresentou resultados que mostraram que os pontos onde os pulsos de pressão são refletidos são importantes no projeto dos sistemas.

As curvas e as junções são exemplos de acessórios em que pode existir uma reflexão dos pulsos de pressão. Logo, isso significa que as ondas de pressão também são afetadas pelos pulsos 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.

Uma outra variável importante no projeto dos sistemas de admissão é a perda de pressão. Em algumas situações tais perdas são pequenas e podem ser desprezadas. Entretanto, particularmente em altas velocidades de rotação do motor e na presença de junções os estudos indicam uma necessidade da determinação dos valores de perdas locais de pressão em junções. Nesses casos, há três possibilidades de se avaliar os valores das perdas de pressão:

- Determinação experimental das perdas de pressão nas junções em regime permanente;
- Resultados experimentais obtidos da literatura;
- Estimativa do valor das perdas de pressão através de expressões analíticas ou empíricas.

O coeficiente de perda para junções é usualmente obtido experimentalmente. Esse é um processo repetitivo e fastidioso. Infelizmente, os dados de perda de pressão em junções são escassos e não abrangem todos os tipos (Winterbone [7]). É conveniente classificar as junções em dois grupos distintos: Junções ‘T’ e junções ‘Y’. As junções T consistem de um tubo reto com uma interseção lateral de 90°. As junções em ‘Y’ são formadas por um duto principal que se bifurca em dois dutos simétricos e de mesmo ângulo. Winterbone [7] descreve como se faz a medição de perdas de pressão em junções.

### 3. Metodologia Experimental

O Banco de Fluxo é um aparato utilizado para o estudo do escoamento em sistemas de aspiração e descarga de motores de combustão interna alternativos, em condições de escoamento permanente e transitório. Variáveis tais como a vazão mássica, as oscilações de pressão, temperatura, rotação do eixo comando de válvulas e pressão atmosférica são obtidas ao longo dos testes (Hanriot, [3]). Uma diferença de pressão constante é produzida entre a atmosfera e o tanque de equalização. Esse tanque é utilizado para atenuar os pulsos de pressão produzidos pela válvula de admissão. Assim, somente os pulsos que se propagam no interior do sistema de admissão são considerados.

O tanque possui um volume de 350 litros. Na extremidade oposta do tanque é conectado um soprador. Esse soprador produz o escoamento de ar através do sistema de admissão e das válvulas. As válvulas são movimentadas por um motor elétrico que trabalha com rotação variável e simula a rotação do eixo comando de válvulas. A máxima rotação de trabalho é de 3500rpm. Os transdutores de pressão utilizados são piezoresistivos, com faixa de utilização de -1 a 2 bar. Os sensores de temperatura são do tipo resistência de platina, com faixa de 0 a 60°. Um cabeçote de motor de um litro foi fixado no tanque de equalização de pressão. Somente as válvulas de admissão dos cilindros 2 e 3 foram ativadas.

Um tubo de 2,15 m de comprimento e 22,3 mm de diâmetro foi conectado às válvulas de admissão, tendo a junção conectada, para efeitos de testes, em duas posições distintas. Seis transdutores de pressão foram distribuídos ao longo do sistema de admissão. Os transdutores conectados próximo às válvulas de admissão foram designados P1 e P2.

O desenho esquemático das junções é apresentado na Fig. (1).

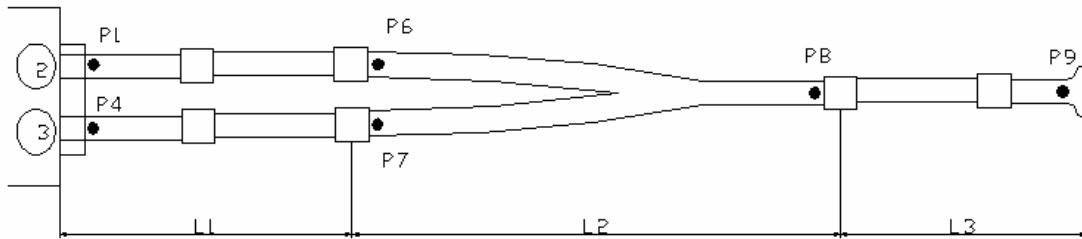


Figura 1 – Desenho esquemático do sistema de admissão com os transdutores de pressão.

Foram realizados testes para 3 configurações do sistema de admissão variando a posição da junção ao longo do conduto e mantendo seu comprimento total constante. Essas configurações que foram denominadas C, H e J são apresentadas na tabela 1.

Tabela 1. Características dimensionais das configurações.

Configurações	L1	L2	L3	Ltotal
Configuração C	468	315	1332	2115
Configuração H	1010	315	830	2155
Configuração J	1509	315	331	2155

Um sensor indutivo foi conectado ao eixo comando visando a aquisição dos dados de rotação por ciclo. Os testes foram realizados para um faixa de rotação do eixo comando de válvulas de 200 a 3000rpm, em intervalos de 200rpm. Alguns detalhes das configurações testadas são mostrados na Fig. (2).

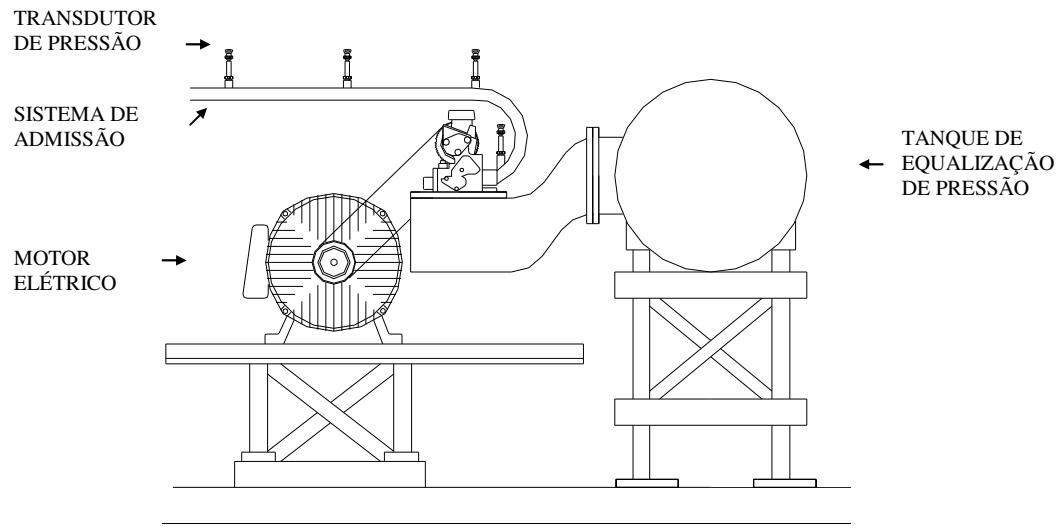


Figura 2. Desenho esquemático do Banco de Fluxo.

Os seguintes parâmetros foram obtidos a partir dos testes realizados:

- Oscilação de pressão ao longo do tempo e do ciclo;
- Vazões mássica e volumétrica;
- Temperaturas do ar admitido e do tanque de equalização.

Os dados foram obtidos para um ciclo de um motor de quatro tempos, correspondendo a 720 graus do eixo comando de válvulas.

#### 4. Resultados e Discussão

As primeiras configurações analisadas foram as configurações C, H e J. Este grupo de configurações foi escolhido devido à um conjunto de características em comum, para que, desta forma, possamos melhor avaliar a influência da junção no conduto de admissão. Os detalhes das configurações podem ser enumerados da seguinte forma.

- 1- Mesmo comprimento total: aproximadamente, a mesma distância entre a válvula e a tomada de pressão na atmosfera.
  - 2- Defasagem de 180° entre os cilindros 2 e 3: O cilindro 3 abre 180° depois do cilindro 2, sendo este tomado como a referência de inicio do ciclo.
  - 3- As junções estão localizadas em posições diferentes no conduto.
- Configuração C - L1 + L2 = 783mm
  - Configuração H - L1 + L2 = 1325mm
  - Configuração J - L1 + L2 = 1824mm

## Curvas de vazão versus rotação.

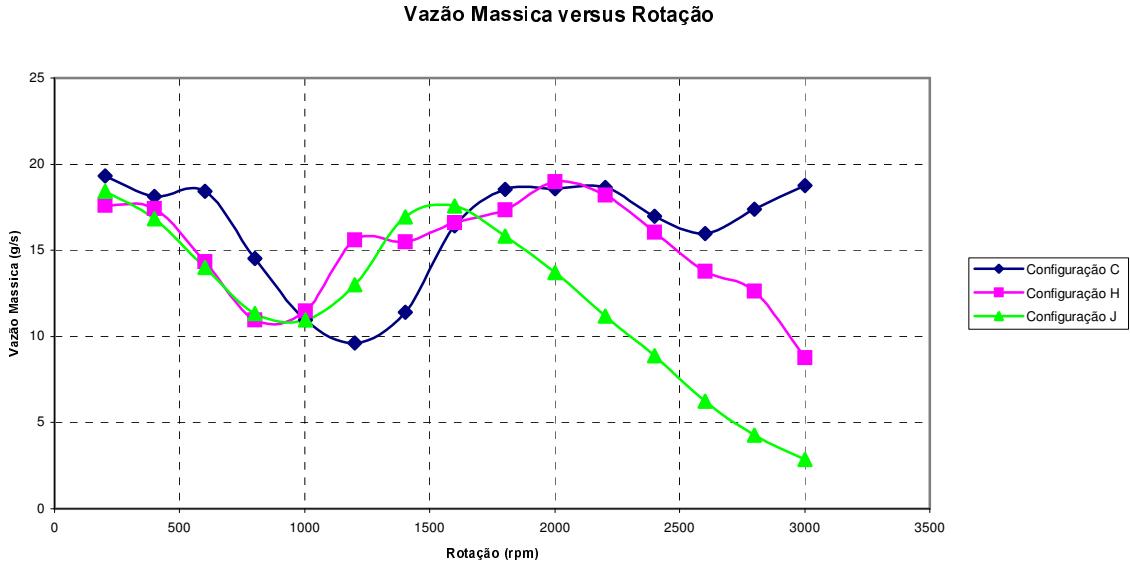


Figura 3. Gráfico de Vazão mássica versus Rotação para configurações C, H e J.

Numa primeira análise dos modelos foi feito o cálculo das vazões mássicas médias ao longo das rotações. Podemos comprovar como mostrado na Fig. (3), que a configuração C se mostrou mais eficiente neste aspecto já que, a média das vazões mássicas é superior nesta configuração. Este valor médio é de aproximadamente, 16,24g/s, enquanto que, para as configurações H e J, estes valores são respectivamente de 15,01 e 12,13 g/s.

Podemos observar que, nas três curvas consideradas, após 2100rpm, a configuração C apresentou valores de vazão maiores que as demais e que nas proximidades de 1000rpm todas as configurações apresentam um ponto de mínimo. Já em 2000rpm, as configurações C e H apresentam um ponto máximo para suas vazões mássicas enquanto que a configuração J apresenta uma derivada negativa nesta e todas as rotações mais elevadas.

Levando-se em conta apenas a configuração J, podemos ver que esta possui um ponto de mínimo em 1000rpm e um ponto de máximo em 1600rpm, e que, a partir deste ponto, ocorre uma derivada negativa. Realizando uma comparação desta configuração com um conduto sem a junção e com comprimento de aproximadamente 2000mm (Hanriot [3]) podemos verificar um comportamento muito semelhante nestes modelos. Desta forma, podemos comprovar que a utilização de uma junção nesta configuração, não leva a uma grande alteração no comportamento da vazão. Futuramente, poderemos verificar se isto é causado pela proximidade da junção em relação ao meio externo.

A junção pode se mostrar uma ferramenta positiva ao se notar que a configuração que apresentou a maior vazão mássica média é a configuração C, ou seja, a que apresenta uma junção mais próxima das válvulas de admissão. Ela desenvolveu um melhor rendimento para um grupo de rotações elevadas.

## Curvas de pressão versus ângulo do eixo comando de válvulas.

Para darmos continuidade a esta análise, iremos avaliar as curvas de pressão ao longo do ciclo de admissão. A figura 3 mostra um período de dois ciclos para uma rotação de 1000rpm do ponto mais próximo a porta da válvula para as três configurações. Isto significa que os dados foram gerados pelo sensor mais próximo a entrada da válvula do cilindro 2.

Como mostrado na Fig. (1), os sensores P1 e P4 são colocados à porta da válvula de admissão do cilindro. As principais análises são referentes ao estudo dos dados gerados por estes dois sensores.

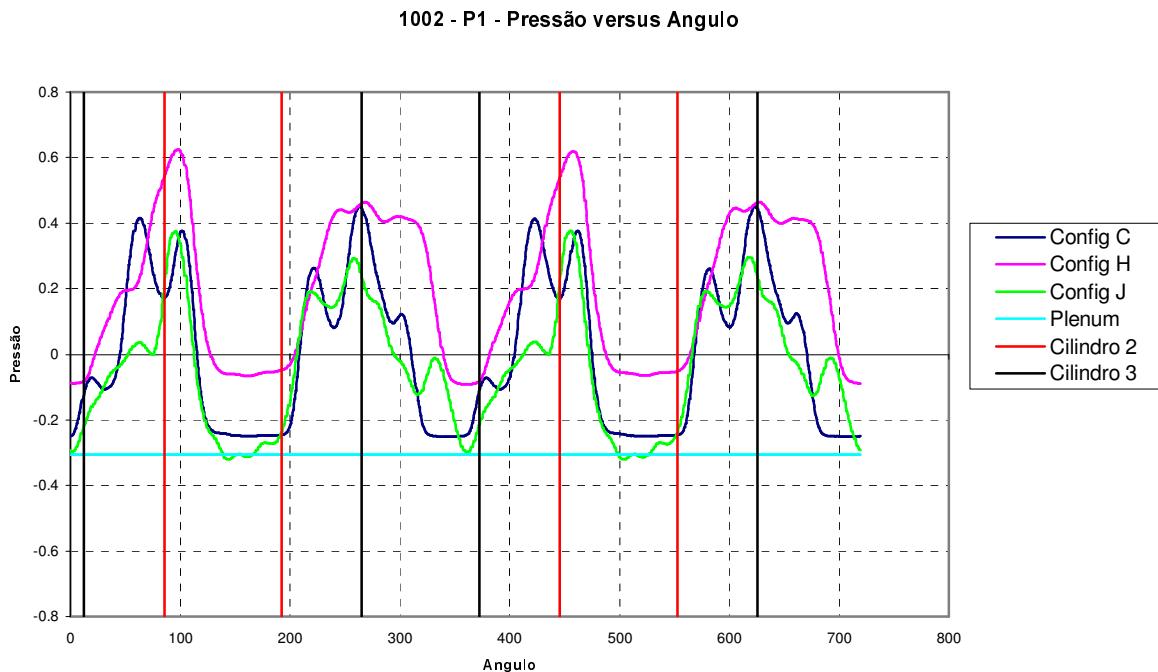


Figura 4 – Pressão à porta da válvula versus ângulo do eixo comando de válvulas para 1002rpm.

Na fig. (4) é mostrada uma série de linhas verticais e uma em azul na horizontal. Os intervalos mostrados pelas linhas verticais de mesmas cores delimitam os pontos de abertura e fechamento dos cilindros (primeiro a abertura e depois o fechamento da válvula). Em vermelho estão apresentados os pontos para o cilindro 2 e em preto os pontos para o cilindro 3. Em azul, é mostrada a pressão do plenum que tem valor de -0,32bar. Esta depressão é gerada no banco de fluxo para simular as condições de admissão.

1002 - P4 - Pressão versus Ângulo

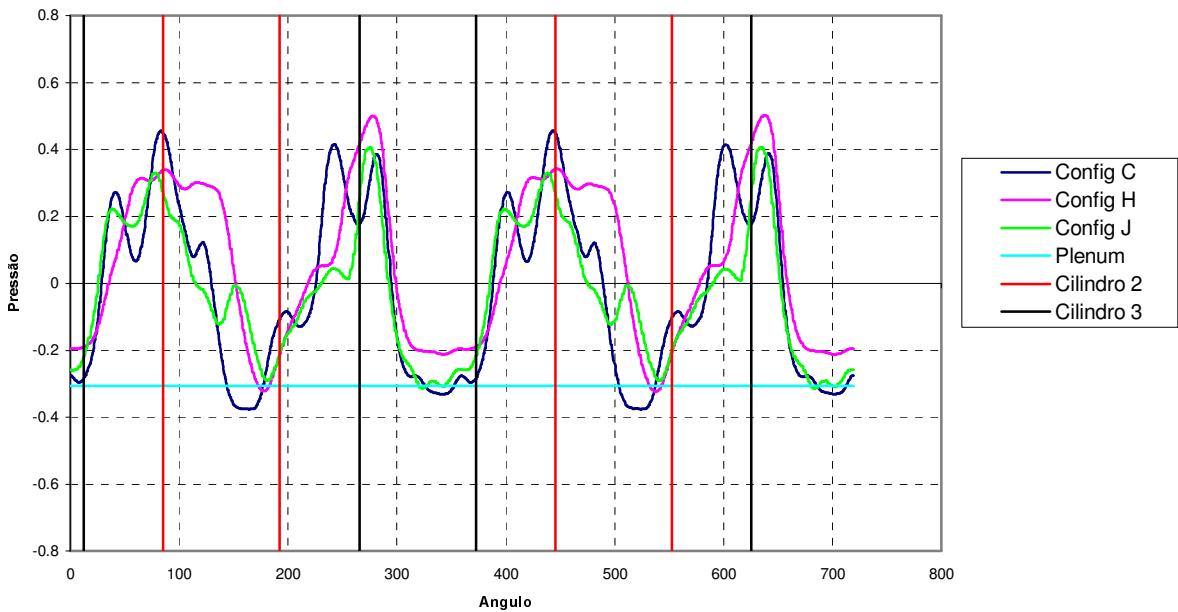


Figura 5. Pressão à porta da válvula versus ângulo do eixo comando de válvulas para 1002rpm.

Na fig. (5) é apresentado o mesmo gráfico porém com os dados de um outro sensor, desta vez colocado à porta da válvula do cilindro 3. Pode ser observado através de uma comparação entre os gráficos apresentados na figura 2 e figura 3 que existe uma forma de onda gerada semelhante aos dois cilindros para cada uma das configurações estudadas. Isto nos leva a comprovar a defasagem existente entre os dois cilindros igual à  $180^\circ$ .

As diferenças existentes das amplitudes de pressão para P1 e P4 podem estar associadas a um erro de off-set dos transdutores de pressão.

As formas de onda das configurações no ciclo são diferentes, entretanto, entre a abertura e fechamento da válvula do cilindro 2, as ondas apresentam um comportamento semelhante. Pode ser visto que nas vizinhanças da abertura da válvula, ocorre um ponto de máximo que caminha em direção a um ponto de mínimo, apresentando em seguida uma derivada positiva.

Isto pode ser reforçado quando comparado com as rotações de 1600 e 2800rpm mostradas nas Fig. (6) e Fig. (7). Enquanto que em 1600rpm a vazão mássica de ar tem valores muito semelhantes em todas as configurações, a rotação de 2800rpm possui valores bem distintos nesta grandeza. Podemos ver, através das ondas de pressão, que as formas de ondas possuem características semelhantes à rotação de 1600. Quando voltamos a atenção para 2800rpm, estas formas de onda se mostram extremamente distintas.

**1600 - P1 - Pressão versus Ângulo**

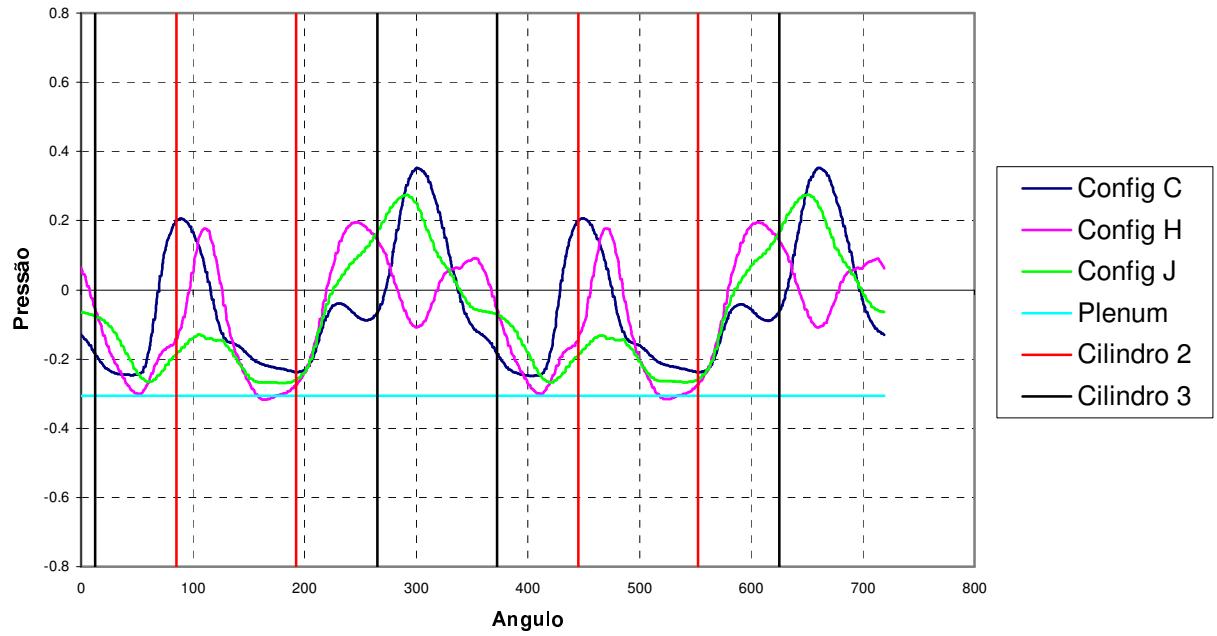


Figura 6. Pressão à porta da válvula versus ângulo do eixo comando de válvulas. Sensor 1 à 1600rpm

**2800 - P1 - Pressão versus Angulo**

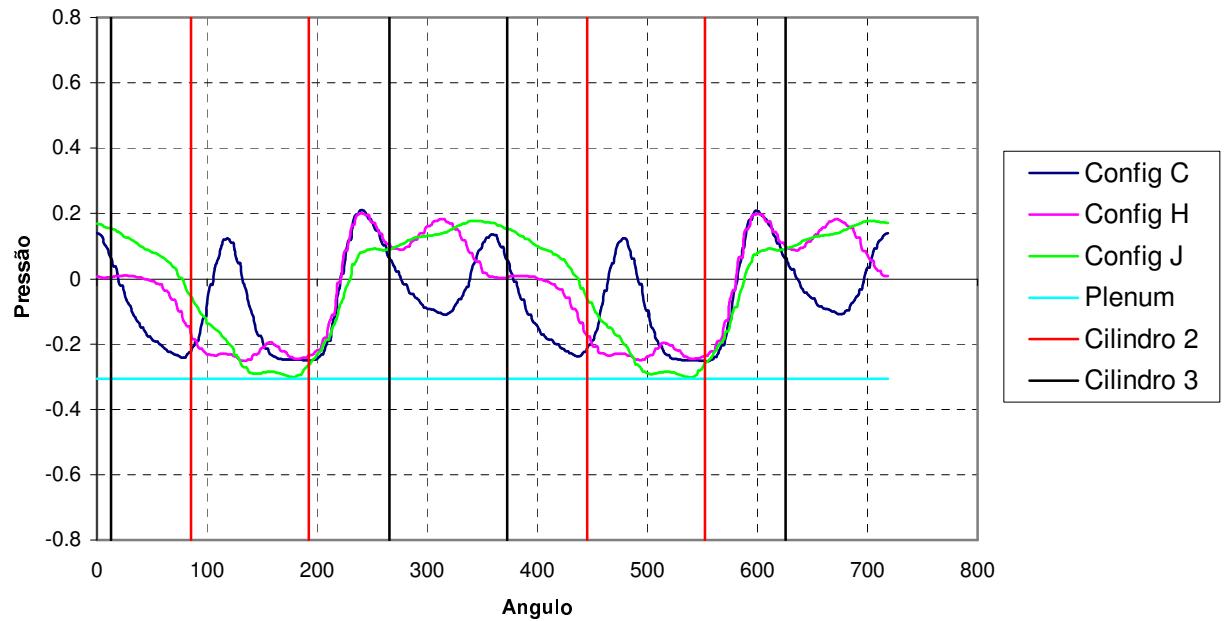


Figura 7. Pressão à porta da válvula versus ângulo do eixo comando de válvulas. Sensor 1 à 2800rpm

Em um estudo feito para uma rotação de 2000rpm mostrado na Fig (8), foi verificado que as configurações C e H possuem uma vazão mássica muito semelhante, porém, a configuração J, possui um decrescimento acentuado de vazão. Comparando suas curvas de pressão, podemos verificar que apenas a configuração J não possui um ponto de pressão um pouco mais elevado dentro dos limites de abertura e fechamento das válvulas.

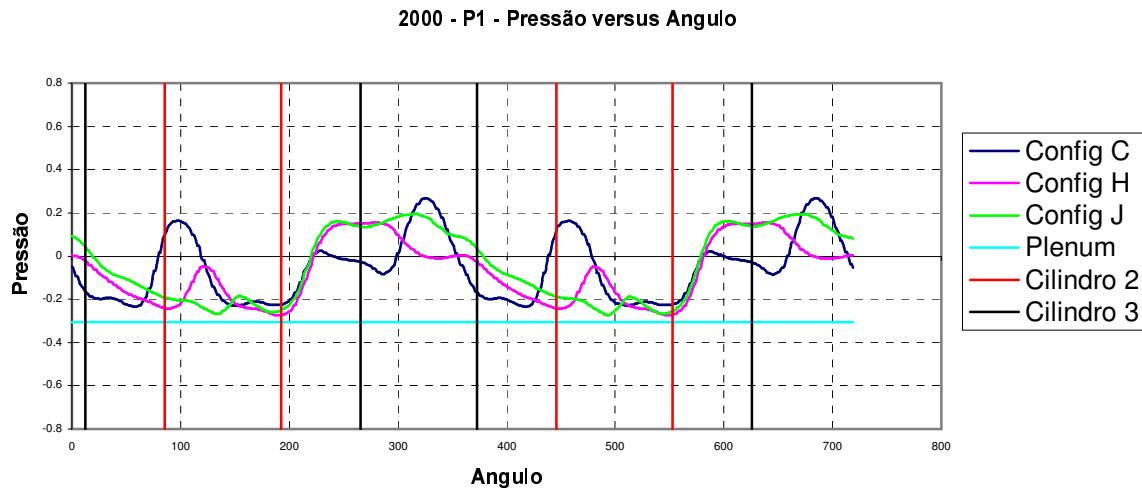


Figura 8 – Pressão à porta da válvula versus ângulo do eixo comando de válvulas. Sensor 1 à 2000rpm

Voltando nossa atenção para o sensor P8 apresentado na Fig (9), localizado no ponto logo após a junção, podemos verificar um período distinto do visto em outros gráficos. Enquanto que nos sensores que antecedem à junção os ciclos são de 360°, neste gráfico podemos ver que este período se altera para 180°. Isto pode ser explicado devido à defasagem de 180° existente entre os dois cilindros que fazem com que em um ponto comum aos dois condutos, exista o mesmo comportamento de pressão. A cada ciclo de 180° existe um mesmo escoamento que, em um momento vai a direção do cilindro 2 e em outro se dirige ao cilindro 3.

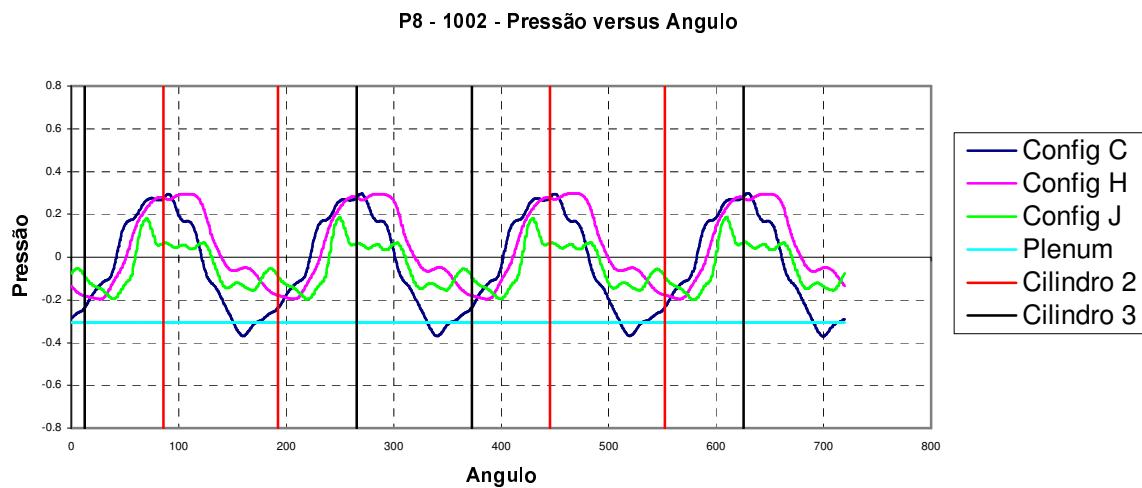


Figura 9. Pressão à porta da válvula versus ângulo do eixo comando de válvulas. Sensor 8 à 1002rpm

## **5. Conclusões**

Fica evidente que a junção se mostrou um dispositivo de extrema influência no processo de admissão de um motor de combustão interna. Essa influência se torna mais elevada a medida que a junção é colocada em um ponto mais próximo à porta da válvula de forma que, quanto mais longe, menor a sua influência no sistema. Isso foi comprovado através da média das vazões mássicas retiradas de todas as configurações, que mostrou a configuração C como a melhor configuração apresentada. Podemos concluir também que existe uma relação direta entre a integral da diferença entre a curva de pressão e a reta do plenum. Futuramente, um estudo destas áreas pode se mostrar proveitoso para este estudo.

Pudemos comprovar também que a forma de onda de pressão também tem uma relação direta com a quantidade de ar admitida no cilindro. Isso pode ser comprovado quando é feito o estudo de certas rotações onde a vazão mássica é semelhante.

Também podemos verificar que na seção do conduto comum a ambos os cilindros o período das ondas de pressão se reduz à metade. Isso pode ser proveitoso do ponto de vista de que a admissão está ocorrendo no conduto à cada metade do tempo de cada ciclo.

## **6. Agradecimentos**

Os autores agradecem ao apoio da CAPES, FAPEMIG e FIAT-GM Powertrain Ltda.

## **7. Referências**

- [1] Benajes, J. *et al.*, 1997, “Predesign Model for Intake Manifolds in Internal Combustion Engines”, *Engine Modeling -SAE*, Paper n.970055.
- [2] Benson, R. S., 1986, *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal – Combustion Engines*, v.2, New York, Oxford University Press.
- [3] Hanriot, S. M., 2001, *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.
- [4] Kong, H., and Woods, R. L., 1992, “Tuning of Intake Manifold of an Internal Combustion Engine Using Fluid Transmission Line Dynamics”, *Spark-Ignition Engines - SAE*, Paper n.920685.
- [5] Sung, N.W., and Song, J. W., 1996, “Flow Analysis for a Chamber Type Intake Manifold Engine”, *Spark-Ignition Engines - SAE*, Paper n.961824.
- [6] Winterbone, D. E., and Pearson, R. J., 1999, *Design Techniques for Engine Manifolds – Wave action methods for IC engines*, USA, SAE International.
- [7] Winterbone, D. E., and Pearson, R. J., 2000, *Theory of Engine Manifolds Design – Wave action methods for IC engines*, USA, SAE International.
- [8] Winterbone, D. E., and Yoshitomi, M, 1990, “The accuracy of calculating wave action in engine intake manifolds”, SAE Paper No 900677.