

## **ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DAS ONDAS DE PRESSÃO NO COLETOR DE ADMISSÃO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA COM A PRESENÇA DO RESSONADOR.**

Alberto José Dutary Rodriguez  
Ramón Molina Valle  
Universidade Federal de Minas Gerais  
Departamento de Engenharia mecânica  
Av. Antônio Carlos, 6627  
31270-901 – Belo Horizonte – MG – Brasil.  
[dutary@ig.com.br](mailto:dutary@ig.com.br)

[Ramon@demec.ufmg.br](mailto:Ramon@demec.ufmg.br)

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)

*Resumo. Este trabalho descreve uma metodologia de análise experimental do processo de admissão de ar em motores de combustão interna com o objetivo de determinar as condições em que a massa de ar admitida pode ser influenciada. No presente trabalho é realizado um experimento que simula a condição de um motor mono- cilindro. A metodologia proposta permite fazer um estudo experimental da influência dos fenômenos gerados pelo movimento alternativo das válvulas de admissão e do pistão, com a finalidade de melhorar a eficiência volumétrica do motor. Uma análise dos principais parâmetros que modificam a propagação da onda de pressão no coletor, tais como geometria de coletores, volume instantâneo do cilindro, rotação do motor e utilização de dispositivos ressonadores, são analisados nos resultados. Os resultados mostram que é possível conseguir um aumento de rendimento volumétrico do motor modificando a amplitude e a fase da onda de pressão gerada pelo movimento das válvulas e dos pistões com o uso de um ressonador. Foram realizados testes com as válvulas e os pistões em movimento na presença de um ressonador. O ressonador foi colocado alternadamente em quatro posições distintas, a partir da porta da válvula de admissão. Uma análise espectral da onda de pressão com a inserção de um ressonador na admissão mostra a condição em que ocorre um máximo ou mínimo de vazão, permitindo analisar as condições que levam a um aumento de massa para dentro do cilindro.*

*Palavras chaves: Motor de combustão interna, Escoamento pulsante, Ressonador*

### 1. Introdução

O crescimento da indústria automotiva e da comercialização de automóveis com motores de combustão interna identificaram a necessidade de um estudo com relação ao melhoramento do desempenho desses motores. Atualmente, estão sendo propostas diversas alternativas de melhoria em seu desempenho, passando por turbo - compressores, sobre - alimentadores, injeção direta de combustível e a compactação do conjunto moto - propulsor, na tentativa de atingir maior flexibilidade em regime de cargas intermediárias.

Dessa forma, após análise do conjunto moto – propulsor destes automóveis e um melhor conhecimento de suas características, nesse trabalho foi priorizado o estudo do aumento do rendimento volumétrico desses motores com o uso de ressonadores. Os motores de quatro válvulas por cilindro tiveram o seu conceito inicial aplicado em carros de corrida de admissão natural, no início dos anos 60, até os motores atuais carros de fórmula 1. Muitas dessas inovações tecnológicas foram transferidas para a produção seriada, que possui configurações e potências específicas bem abaixo. Os métodos e procedimentos de estudo visando ao aumento de potência dos motores mudaram consideravelmente nas últimas décadas, com o emprego principalmente de técnicas de simulação do comportamento termo-fluido-dinâmico, bem como de inovações tecnológicas capazes de estudar aspectos de geometria e visualização experimental do escoamento do fluido. A otimização das condições de trabalho dos motores de combustão interna passa, necessariamente, por uma análise profunda das diversas variáveis envolvidas no processo.

## 2. APARATO EXPERIMENTAL

### 2.1 Banco de Fluxo

O aparato experimental denominado banco de fluxo é fonte de pesquisa de estudos. Benson (1982) foi um dos primeiros na utilização de aparato similar. Nishio et al (1991) apresentaram trabalho experimental em um equipamento que denominaram de “Simulados de Pulsos”. Hanriot (2001) apresenta uma revisão completa sobre tal aparato experimental e resultados experimentais obtidos no banco de fluxo comparados com uma análise numérica fluidodinâmica. Na Figura 1 podem ser observados o motor ligado ao tanque de equalização de pressão e o ressonador conectado por manguueiras ao tubo de admissão.



Figura 1 – Vista geral do banco de fluxo

A importância básica para o uso de tal aparato está na sua capacidade de produzir pulsos de pressão através do movimento das válvulas de admissão. Algumas características da simulação de um motor em operação em condição real são diferentes. O banco de fluxo em regime não estacionário possui características que devem ser observadas: É composto basicamente de um soprador (ventilador) de grande porte, um tanque de equalização, medidores de vazão, sistema de aquisição de dados e sistema de controle. O insuflador está ligado ao corpo de prova por meio de um conjunto de tubulações, contendo válvulas de acionamento mecânico ou elétrico, e por dois tanques de equalização e amortecimento de oscilações de pressão. O conjunto de válvulas permite a regulação da vazão requerida e a escolha do sentido de escoamento do ar (se insuflado ou aspirado).

#### 2.1.1 Transdutores de Pressão

Dois tipos de transdutores de pressão foram utilizados: um de tipo piezo resistivo, capaz de medir sinais dinâmicos; outro de coluna em U de mercúrio, para determinação diferencial da pressão no tanque de equalização. As medições efetuadas pelo manômetro de coluna em U seguiram as normas ASME. Os tradutores de pressão (piezo resistivos) foram inseridos de maneira tal a permitir uma análise dos fenômenos oriundos do movimento das válvulas. A inserção pode ser vista na Figura 7. Como a porta da válvula de aspiração representa o ponto mais importante na determinação do efeito de sintonia (“tunning”), um sensor foi instalado na porta da válvula. O acoplamento do sensor ao tubo foi realizado por meio de um anel cilíndrico externo, que possui como finalidade principal manter o transdutor na posição desejada.

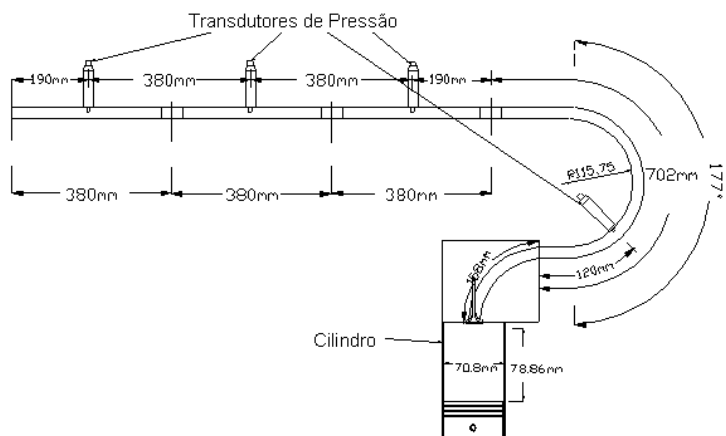


Figura 1 - Posicionamento dos Transdutores no Tubo de Admissão.

### 2.1.2 Medidores de Vazão

Para aumentar a faixa de medição, o banco de fluxo é composto de dois medidores de fluxo laminar, sendo um com faixa de 0 a 100 L/s e outro de 0 a 200 L/s.

### 2.1.3 Medidor de Rotação

O posicionamento do sensor de rotação e fase será fixado tangencialmente à polia fônica da árvore de comando das válvulas. O sistema também é capaz de identificar a posição instantânea da árvore pela identificação de uma posição angular específica gerada pela disposição geométrica dos dentes da polia fônica.

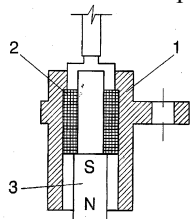


Figura 2- Sensor de Rotação do Motor

(1) Sensor; (2) Bobina; (3) Imã permanente

A Figura 3, mostra a relação do sensor de rotação e fase em conexão com a polia dentada.

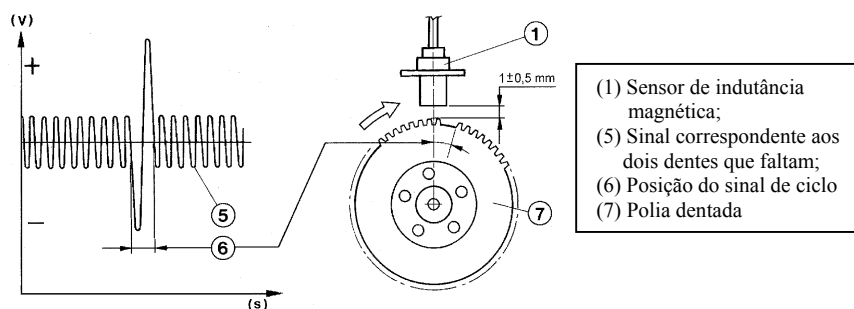


Figura 3 - Posicionamento do Sensor de Rotação e Fase

O espaço dos dentes removidos é utilizado pelo programa do sistema de aquisição para reconhecer a posição inicial da árvore em cada ciclo. Portanto, a área instantânea de escoamento da válvula, como função da posição angular da árvore fica definida em cada instante, permitindo a utilização dos modelos de escoamento para determinação do rendimento volumétrico teórica do sistema simulado. O processo de propagação das ondas de pressão em um conduto reto, em direção ao cilindro, permite a análise do pulso de pressão sem a influência dos outros condutos de admissão dos demais cilindros. Nesta situação, consegue-se determinar a atenuação do pulso de pressão no intervalo de tempo (ciclo) em que a válvula de admissão permanece fechada.

### 3. METODOLOGIA

#### 3.1 Determinação das Dimensões do Conduto de Admissão

Um tubo de diâmetro interno de 25 mm (DIN 2440 1) foi selecionado devido à área interna ser bem próxima da área de entrada no cabeçote e o que possibilitou fazer uma curva semelhante ao coletor de admissão do motor completo, obtendo assim uma frequência crítica de 3210,12 Hertz”. A frequência do experimento, para considerar o escoamento unidimensional, não deverá superar a frequência crítica de 3210,12 Hertz. Esta análise para determinação do conduto de admissão é justificável também pela complexidade da geometria do sistema de admissão nos automóveis, em razão da pouca disponibilidade de espaço para o conjunto moto-propulsor no compartimento dianteiro dos automóveis. Como se desejam adotar coletores de comprimento similar aos usados em automóveis, adotou-se um tubo de comprimento de 2000 mm.

#### 3.2 Levantamento dos Coeficientes de Descarga Estáticos

Para a análise experimental dos coletores de admissão torna-se necessário a determinação experimental dos coeficientes de descarga estáticos. O coeficiente de descarga da válvula de admissão foi obtido através de experimentos em banco de fluxo estacionário. A técnica consiste em aplicar uma diferença de pressão constante entre a entrada e a saída da válvula, sendo a mesma ligada ao reservatório de equalização de pressão. Nessa condição, a válvula de aspiração tem sua posição variada do mínimo ao máximo de abertura. Usualmente, a abertura mínima inicial é igual a 1 mm. O coeficiente de descarga neste experimento foi obtido pela área de referencia fornecida pela Fiat, em função da razão de levante pelo diâmetro da válvula ( $l/D_v$ ). Para o levantamento dos dados experimentais do coeficiente de descarga, foram realizados dois experimentos. No primeiro obtêm-se a vazão mássica em função do ângulo do eixo comando de válvulas de admissão, mostrado na Fig. (4). No segundo, obtêm-se os dados do curso da válvula de admissão em função do ângulo do eixo comando de válvulas, mostrado na Fig. (5).

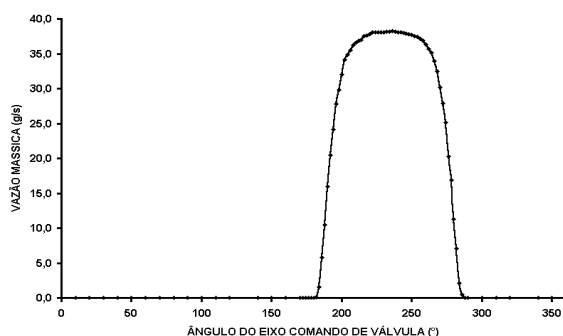


Figura 4. Vazão Mássica em função do Ângulo do Eixo Comando de Válvulas

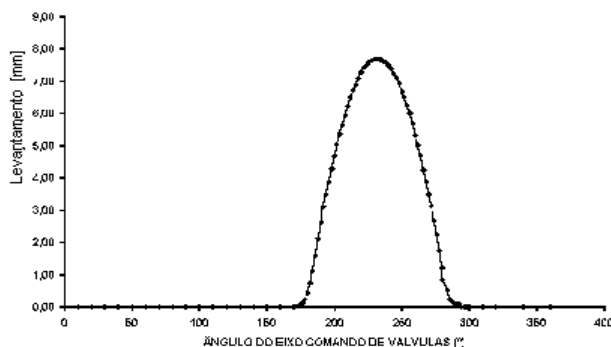


Figura 5. Levantamento da Válvula em função do Ângulo do Eixo Comando de Válvulas

A técnica consiste em aplicar uma diferença de pressão constante entre a entrada e a saída da válvula, sendo a mesma conectada ao reservatório de equalização de pressão. Dessa forma os coeficientes de fluxo são determinados para as várias aberturas da válvula de admissão utilizando os parâmetros experimentais na equação de vazão para escoamento compressível em uma restrição, dada pela expressão:

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R P_0}{(RT_0)} \left( \frac{p_T}{p_0} \right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[ 1 - \left( \frac{p_T}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2} \quad (1)$$

Esta equação é derivada de uma consideração do escoamento unidimensional, compressível, isentrópico, em que os efeitos do escoamento real são incluídos através do coeficiente de descarga  $C_D$ , obtido experimentalmente. O escoamento do ar está relacionado com a pressão e temperaturas de estagnação,  $p_0$  e  $T_0$ , respectivamente, imediatamente antes da válvula (porta da válvula), com a pressão estática,  $p_T$ , imediatamente após a restrição e uma área de referência,  $A_R$ , caracterizada por um valor de projeto (Heywood, 1988). Através dos valores da elevação da válvula de admissão obtidos em função da vazão e usando a Eq. (1), determinou-se o coeficiente de descarga, assumindo um diâmetro de referência de 31,0 mm, fornecido pela FIAT Automóveis.

### 3.3 Estudo do Comportamento das Ondas de Pressão no Coletor de Admissão, com a Presença do Ressonador, Considerando a Influência do Movimento das Válvulas e do Pistão

Este estudo envolve a inserção de uma cavidade acústica (ressonador) em diferentes pontos do sistema de admissão de um motor de combustão interna. Esta análise tem o objetivo de verificar o efeito da absorção das ondas de pressão pelo ressonador na dinâmica do escoamento de ar no coletor. Na prática, os ressonadores de Helmholtz podem ser utilizados para a redução de níveis de ruído nos coletores de admissão e para melhorar o rendimento volumétrico numa faixa de rotação do motor. No último caso o ressonador ajusta os pulsos de pressão que chegam a porta da válvula no momento em que a mesma está em processo de fechamento, com a finalidade de aumentar a pressão no final da admissão o rendimento volumétrico. Neste trabalho é de interesse particular o estudo da influência dos ressonadores no efeito de sintonia (*Tuning*) dos pulsos de pressão. O ressonador de Helmholtz utilizado é mostrado na Figura 6. Este dispositivo permite variar os parâmetros geométricos, de forma a permitir a modificação da frequência de ressonância. O dispositivo é construído em acrílico, com formato cilíndrico. O ressonador foi inserido em quatro posições a partir da entrada do conduto de admissão (120, 720, 1100 e 1480 mm) e ajustado para a frequência de ressonância de 20 Hz, correspondente a 1200 rpm



Figura 6 - Ressonador de Helmholtz Utilizado

As Figura 7 e 8 mostram a montagem completa com as posições em que foi inserido o ressonador. Como mostrado por Nishio (1991), Kostun (1994) e Hanriot (2001), espera-se que a melhor posição seja aquela localizada mais próxima da válvula.

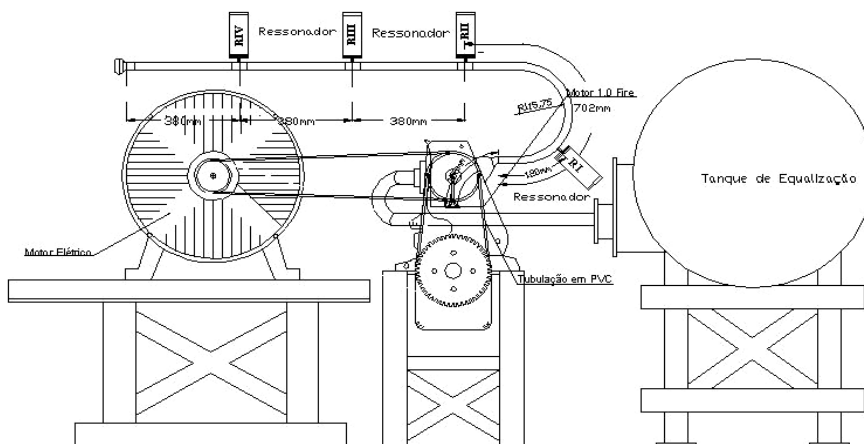


Figura 7. - Ressonador de Helmholtz no Tubo Reto

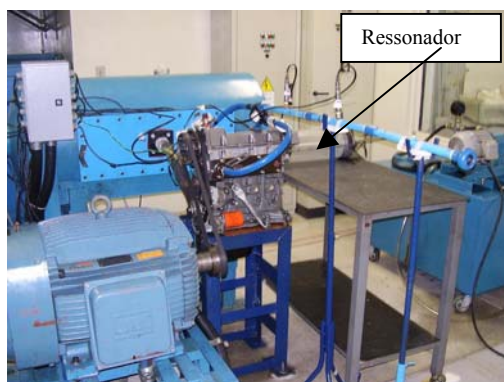


Figura 8 - Posicionamento do Ressonador e detalhes do tubo de admissão

### 3.4 Análise dos Resultados Experimentais

Para se obter os parâmetros necessários para os cálculos do diferencial de pressão eficaz, responsável pela vazão de ar dentro do cilindro foi utilizada a análise de Fourier como ferramenta. O espectro de linha obtido na análise de Fourier é uma representação gráfica das amplitudes de pressão dos harmônicos da onda de pressão. Dada pela equação

$$P_{RMS} = \sqrt{P_0^2 + \frac{1}{2}P_f^2 + \frac{1}{2}P_1^2 + \frac{1}{2}P_2^2 + \dots + \frac{1}{2}P_n^2} \quad (2)$$

Onde  $P_0$  = valor médio das pressões.  
 $P_f$  = pressão na frequência fundamental, obtida na análise de Fourier.  
 $P_n$  = amplitude do harmônico, também obtida do spectrum.  
 $n$  = harmônico.

Desta forma, o gradiente de pressão eficaz é dada por

$$\Delta P_{RMS} = P_{P1_{RMS}} - P_{PLENUM} \quad (3)$$

onde

$P_{P1_{RMS}}$  = pressão eficaz na porta da válvula.

$P_{PLENUM}$  = pressão eficaz dentro do cilindro.

$\Delta P_{RMS}$  = gradiente de pressão eficaz.

## 4. RESULTADOS

A Figura 9 mostra as curvas de vazão obtidas com o motor sem e com a presença do ressonador nas quatro posições descritas na metodologia sendo que cada posição representa uma distância diferente da porta da válvula de admissão do motor. A figura 8 mostra as curvas de vazão obtidas com o motor sem ressonador e com a presença do ressonador nas quatro posições descritas anteriormente, sendo que cada posição representa uma distância diferente da porta da válvula de admissão do motor. Nela pode se observar que as maiores vazões de dão quando o ressonador esta mais próximo da válvula posição RI e o efeito vai diminuindo na medida que se afasta desta sendo a menor vazão mostrada na figura, na posição RIV.

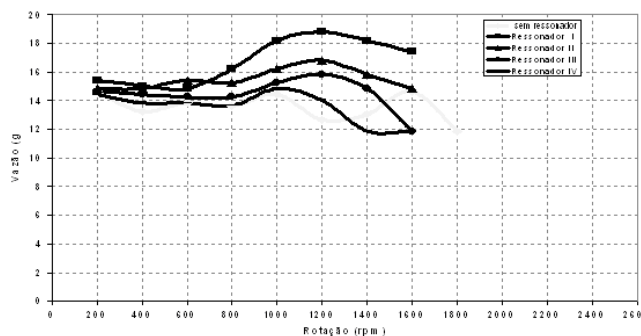


Figura 9 - Comportamento da vazão para as quatro posições do ressonador

Na figura 10 são apresentadas as curvas de vazão geradas para as configurações testadas com e sem ressonador na posição RI do Motor. Observa-se que a vazão para a configuração com ressonador é maior que sem ressonador em toda a faixa de rotação testada. Na prática, esta é uma técnica já usada pelas montadoras para aumentar rendimento

volumétrico e diminuir o ruído do motor em determinadas faixas de rotação. Geralmente esta técnica é utilizada para baixas rotações do motor, onde o rendimento volumétrico torna-se crítico devido ao projeto dos coletores de admissão a favorecer condições de altas rotações.

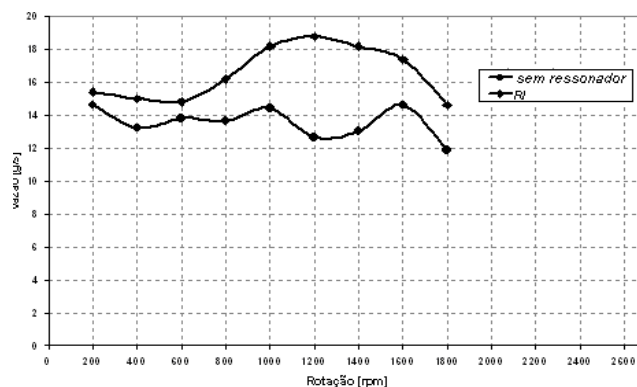


Figura 10 - Comportamento das curvas de vazão, com e sem o ressonador.

A Figura 10 mostra também que a curva de vazão da configuração motor com ressonador torna-se mais estável, diferente da curva obtida sem ressonador, que apresenta flutuações em toda a faixa de rotação. Isto é o resultado de menores flutuações de pressão no coletor de admissão com a presença do ressonador. O comportamento das pressões dentro do ressonador, para as rotações de 400, 600 e 1200 rpm, é apresentado na Figura 11, onde a maior intensidade das flutuações de pressão significa maior atuação do ressonador (maior eficiência). Observa-se, portanto, na figura que para a rotação de 1200 rpm, rotação para a qual o ressonador foi ajustado, as maiores amplitudes de pressão são obtidas. Desta forma, amplitudes pequenas de pressão devem ser observadas dentro do ressonador na medida em que a rotação do motor se distancia da rotação de 1200 rpm, mostrando a menor influência do ressonador (menor eficiência), a medida que se afasta da frequência de ressonância. Isto ocorre na Figura 11 para as rotações de 600 e 400 rpm.

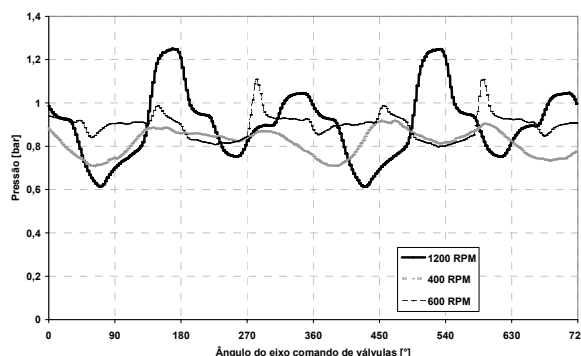


Figura 11 - Pressões dentro do ressonador para as rotações de 400, 600 e 1200 rpm

O aumento do rendimento volumétrico com a presença do ressonador é conseguido através do aumento de pressão no cilindro no instante do fechamento da válvula de admissão. A Figura 12 mostra que durante o período que a válvula de admissão fica realmente aberta, as pressões obtidas para as diferentes posições do ressonador são maiores que aquela obtida para a configuração sem ressonador, indicando maior entrada de massa para dentro do cilindro e conseqüentemente maior rendimento volumétrico. A Figura 12 também mostra que a pressão dentro do cilindro tende a crescer mais rapidamente com a presença do ressonador, atingindo gradientes maiores com o ressonador na posição RI. Pode-se observar também que a presença do ressonador, de modo geral, gera o mesmo efeito de um turbo compressor em menor escala, aumentando a pressão dentro do cilindro e, conseqüentemente, a densidade do ar, aumentando a massa admitida dentro do cilindro.

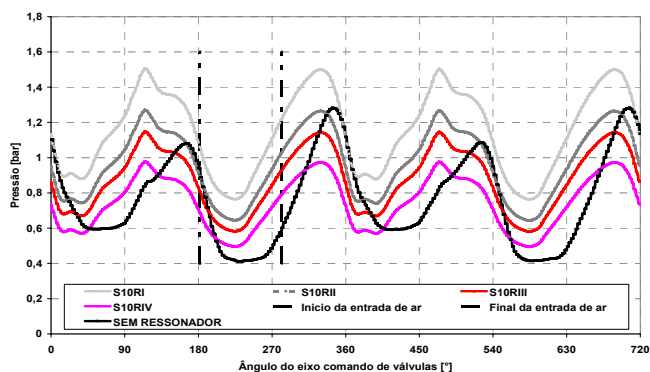


Figura 1211 – Pressão dentro do cilindro com o ressonador nas posições estudadas e para a configuração sem ressonador a 1200 rpm

Para se determinar a influência da inserção do ressonador no sistema e permitir o cálculo do gradiente de pressão eficaz, foi realizada uma análise espectral das curvas de pressão mostrada na Figura 12. O resultado desta análise é apresentado na Figura 13. Pode ser observado que a colocação do ressonador alterou significativamente o espectro da frequência. Tanto a frequência fundamental como os harmônicos tiveram suas amplitudes aumentadas quando comparada com o espectro sem o ressonador para 40 Hz, que é a frequência de ressonância do tubo de 2000 mm de comprimento. Esta amplitude tende a diminuir a medida que o ressonador é posicionado mais próximo da extremidade do conduto, praticamente se igualando à amplitude obtida para a configuração sem ressonador. Por outro lado, a transformada de Fourier permite o cálculo da pressão eficaz na porta da válvula e dentro do cilindro, a partir das quais pode-se determinar a diferença de pressão eficaz, que representa a verdadeira vazão de ar para o motor, permitindo estabelecer a condição de melhor rendimento volumétrico.

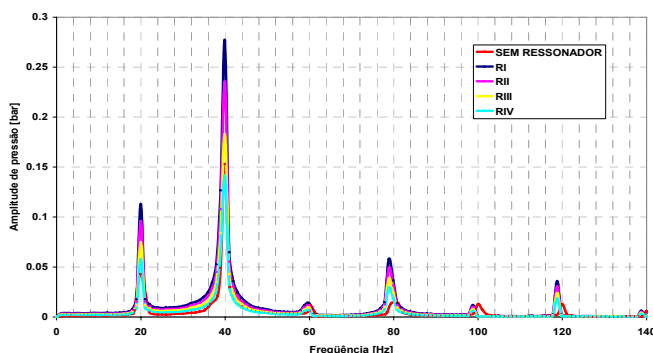


Figura 1312 - Análise espectral da pressão dentro do cilindro com e sem o ressonador, nas quatro posições estudadas

A Tabela 1 apresenta os valores de  $\Delta P_{RMS}$  para 1200 e 1600 rpm com o ressonador inserido nas quatro posições. Como era de se esperar, os maiores valores de  $\Delta P_{RMS}$  ocorrem com o ressonador inserido na posição RI, correspondendo às maiores vazões.

Tabela 1 - Pressões eficazes para o ressonador

ROTAÇÃO	$\Delta P_{RMS}$	$\Delta P_{RMS}$	$\Delta P_{RMS}$	$\Delta P_{RMS}$
[rpm]	(RI)	(RII)	(RIII)	(RIV)
	[bar]	[bar]	[bar]	[bar]
200	0.365			
400	0.374			
600	0.395			
800	0.411			
1000	0.529			
1200	0.618	0.522	0.498	0.348
1400	0.554			
1600	0.575	0.471	0.417	0.206
1800	0.475			



Para uma análise mais completa, a Figura 14 mostra o comportamento da vazão com a diferença de pressão eficaz para toda a faixa de rotação estudada. Como esperado, os pontos de máximo e mínimo da diferença de pressão eficaz ( $\Delta P_{RMS}$ ) correspondem aos pontos de máximo e mínimo de vazão, respectivamente.

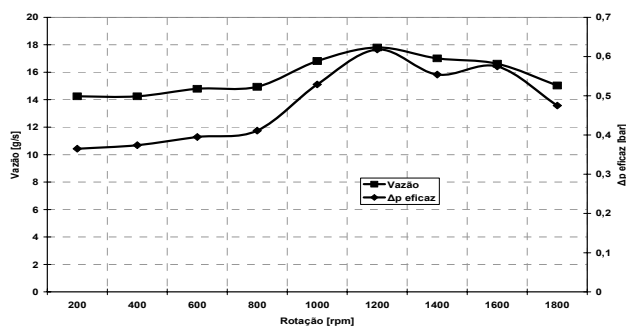


Figura 14 - Vazão e  $\Delta p$  eficaz para a configuração motor com Ressonador (RI)

Desta forma pode-se concluir que o método da pressão eficaz ( $\Delta P_{RMS}$ ), utilizado para determinar o comportamento da vazão de um motor de combustão interna, mostrou-se eficiente para todas as configurações estudadas.

## CONCLUSÕES

- Os resultados mostram que é possível dimensionar um ressonador, inserido no local apropriado do conduto de admissão, que possa aumentar o rendimento volumétrico em toda a faixa de rotação do motor.
- A maior eficiência do ressonador se dá quando a frequência de ressonância se iguala à frequência natural do conduto e quando colocado o mais próximo possível da válvula de admissão. A curva de vazão pode ser interpretada a partir das curvas de pressão em função da rotação do eixo comando de válvulas.
- Os pontos de máximo e mínimos da curva de vazão mássica em função da rotação não dependem somente de um valor máximo de pressão entre a abertura e o fechamento da válvula de admissão, mas deve ser analisada entre a abertura fluidodinâmica, a partir de um intervalo diferente da abertura geométrica, através da pressão eficaz.
- É possível construir um ressonador eletrônico que permita variar o seu volume em função da frequência de rotação do motor, obtendo-se desta forma uma melhoria do rendimento volumétrico do motor em toda a sua faixa de rotação.
- A análise de Fourier permite alterar pressões eficazes e calcular os diferenciais de pressão eficaz.
- Os diferenciais de pressão eficaz permitem determinar as flutuações de massa levam a rendimentos volumétricos maiores em motores de combustão interna, constituindo-se em uma ferramenta importante no projeto de motores de combustão interna.

## AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a CAPES, a PUC Minas, a UFMG e a FIAT-GM, pelo suporte financeiro a esse projeto.

## REFERÊNCIAS

BENSON R.S. "The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines" Vol. I, Oxford University Press, 1982.

BICEN, F., VAFIDIS, C., and WHITELAW, J.H., 1985, "Steady and unsteady Air Flow through na Intake Valve of a Reciprocating Engine" J. Fluids Eng., 107 – 413.

HEYWOOD, J.B., "Internal Combustion Engines Fundamentals" – McGraw Hill, 1988.

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.

KOSTUN, J.D., LIN, J.S., "Effect of resonator location on resonator effectiveness using NASTRAN mode shape prediction analysis and LAMPS, acoustic model", SAE paper N°940614, 1994

NISHIO, Y., KOHAMA, T., KURODA, "New approach to low-noise air intake system development", SAE Paper N° 911042, 1991.