

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA VALIDADE DO MODELO DE J. BENAÏES PARA A  
PREVISÃO DO COMPORTAMENTO DAS ONDAS DE PRESSÃO NOS DUTOS DE  
ADMISSÃO DE UM MOTOR DE CICLO OTTO

por

Albert Ohira Dias

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Junho de 2016

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA VALIDADE DO MODELO DE J. BENAJES PARA A  
PREVISÃO DO COMPORTAMENTO DAS ONDAS DE PRESSÃO NOS DUTOS DE  
ADMISSÃO DE UM MOTOR DE CICLO OTTO

por

Albert Ohira Dias

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara:  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Dr. Horácio Antonio Vielmo

Co-orientador: Prof. Dr. Charles Rech

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira

Prof. Dr. Sergio Viçosa Möller

Prof. Dra. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, Junho de 2016

*Dedico este trabalho aos meus pais Valdir Carmona e Elisabete Takako Ohira.*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço ao professor Horácio Vielmo e ao professor Charles Rech pela dedicação e companheirismo durante a realização deste trabalho.

Agradeço a Daniel Prato por disponibilizar a infraestrutura da empresa Dacar Motorsport para a realização dos ensaios em dinamômetro.

Agradeço aos meus pais pelo apoio incondicional ao longo de toda minha formação.

Agradeço ao meu mestre Sensei Jorge Kishikawa e aos professores Senpai Wenzel Böhm, Senpai Joel e Senpai Alessandro por terem moldado meu espírito ao longo desses anos.

Agradeço a Amanda Salvagni, Henrique Capeletto, Leonardo Renner, Rafael Furtado e Rennan Ohira por estarem presentes na minha vida.

Agradeço aos professores e colegas por terem contribuído em minha formação como Engenheiro Mecânico.

Dias, A. O., "Avaliação experimental da validade do modelo de J. Benajes para a previsão do comportamento das ondas de pressão nos dutos de admissão de um motor de ciclo otto". 2016. 15 páginas.

Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

## **RESUMO**

Em montadoras de automóveis o projeto da geometria da admissão de motores de combustão interna é realizado utilizando modelos computacionais e mão de obra especializada. Em aplicações automobilísticas no Brasil, no âmbito das competições de velocidade, devido à carência de mão de obra especializada, utilizam-se admissões com geometrias obtidas empiricamente. Quando estas admissões são ensaiadas em bancada de fluxo ou colocadas no motor para ensaios em dinamômetro, verifica-se através da leitura de vazão mássica e cálculo da eficiência volumétrica que a geometria, por vezes, não está adequada, gerando altos custos para a equipe de competição. Este trabalho avalia experimentalmente a validade da abordagem proposta por Benajes, 1997, para a previsão do comportamento das ondas de pressão nos dutos de admissão de um motor de ciclo Otto. A abordagem baseia-se na propagação do pulso de pressão na admissão e nas reflexões das fronteiras para calcular as rotações as quais ocorre maior enchimento de ar no cilindro para uma determinada admissão. Este maior enchimento é devido à ressonância entre os pulsos de pressão e o momento de abertura das válvulas. Caso este estudo comprovasse experimentalmente a validade do modelo, seria possível utilizar a formulação analítica de J. Benajes como uma alternativa simples de pré-dimensionamento dos dutos de admissão. Concluiu-se que a abordagem utilizando a propagação de ondas de pressão proposta por J. Benajes tem aplicação prática limitada no desenvolvimento de geometrias de admissão, por não considerar o perfil dos cames do comando de válvulas de admissão e a posição do comando, além da complexidade geométrica tridimensional usual nesses sistemas.

**PALAVRAS-CHAVE:** Motor de combustão interna, dutos de admissão, ondas de pressão.

Dias, A. O., "Experimental analysis of Benajes's model in the prediction of pressure wave behaviour inside the intake manifold of otto cycle engine", 2016, 15 pages. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

## **ABSTRACT**

The project of internal combustion engines intake manifold geometries uses computational fluid dynamics and specialized manpower in vehicles factories. In Brazilian motorsport, due to the non-attendance of specialized manpower, it is usually applied manifold geometries empirically designed. When this intake manifolds are experimentally tested on a flow bench, or a dynamometer, it is verified using the mass airflow sensor and calculating volumetric efficiency that many times the geometry is not acceptable, generating high costs to the competition team. This paper evaluates experimentally the approach of Benajes, 1997, in the prediction of pressure waves behavior inside the intake manifold ducts of an Otto cycle engine. This approach is based on the propagation of pressure pulses inside the manifold, and on the reflections in the boundaries to calculate the engine speed of maximum cylinder filling of an existing manifold. The maximum filling occurs due to the resonance of pressure pulses at the moment when intake valves open. If the experimental analysis had proved that Benaje's model performs well, it would be possible to use Benajes's analytical formulation as a simple alternative for intake manifolds pre-design. It was concluded that Benajes's formulation using wave pressure has limited practical application in intake manifolds design, because it does not consider intake camshaft characteristics, valve opening time and manifold geometrical complexity.

**KEYWORDS:** Internal combustion engine, intake manifold, pressure waves.

## SUMÁRIO

	Pág.
1. INTRODUÇÃO .....	1
2. OBJETIVOS .....	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	1
4. METODOLOGIA.....	3
4.1 METODOLOGIA ANALÍTICA.....	3
4.1.1 Analogia com um motor monocilíndrico .....	4
4.1.2 Motores com múltiplos cilindros .....	4
4.1.3 Hipóteses do modelo .....	5
4.1.4 Modelagem .....	5
4.1.5 Resultados da formulação analítica .....	8
4.2 METODOLOGIA EXPERIMENTAL .....	9
4.2.1 Mapa base de injeção.....	10
4.2.2 Mapa base de ignição.....	10
4.2.3 Medições.....	11
4.2.4 Resultados experimentais .....	12
5. CONCLUSÕES .....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	15
Anexo I .....	16
Apêndice I.....	17

## 1. INTRODUÇÃO

Na indústria automotiva existe uma tendência mundial à utilização de motores menores e mais eficientes. A potência específica do motor relaciona a potência que o motor produz e o volume total dos cilindros daquele motor. Para que haja uma maior potência específica é necessária uma pressão média efetiva superior no interior dos cilindros.

A pressão média efetiva está relacionada a diversos fatores. O ângulo de ignição influencia o início do processo de combustão e conseqüentemente o pico de pressão no cilindro. Outro fator relevante é a relação ar-combustível, por definir a relação entre a quantidade de ar e combustível no interior dos cilindros. A atomização do combustível, o escoamento da mistura e a eficiência volumétrica também são fatores importantes para uma maior pressão média efetiva.

A eficiência volumétrica é a relação entre a massa de ar que efetivamente adentra os cilindros e a massa de ar teórica que ocuparia os cilindros com o motor desligado. A entrada de uma maior massa de ar no cilindro depende do calor de vaporização do combustível e da geometria da admissão, pois as ondas de pressão que ocorrem na admissão aumentam o enchimento dos cilindros quando ocorrem em ressonância com a abertura das válvulas de admissão. Neste contexto, a utilização de dutos de admissão corretamente dimensionada é um pré-requisito para a obtenção de motores menores e mais potentes.

Acreditava-se até os anos 1930 que dutos de admissão mais curtos eram mais eficientes devido à menor perda de carga em comprimentos menores. O trabalho de Morse *et al.*, 1938, foi pioneiro no estudo da influência das vibrações acústicas derivadas do movimento das válvulas de um motor de combustão interna. Os autores afirmam que as ondas de pressão na admissão podem diminuir ou aumentar o desempenho do motor, de acordo com a relação entre as frequências harmônicas da rotação do motor e do duto de admissão.

A compreensão da influência das ondas de pressão nos dutos de admissão gerou o desenvolvimento de motores com admissão variável. Nestes motores existem dois ou mais comprimentos de dutos de admissão, para cada cilindro, e através da abertura de uma válvula seleciona-se o duto de admissão que é utilizado. Nesta monografia utiliza-se de um motor com admissão variável e comando de válvulas variável para validação experimental da formulação analítica proposta por Benajes, 1997, para a previsão do comportamento das ondas de pressão nos dutos de admissão.

## 2. OBJETIVOS

Este trabalho avalia experimentalmente a validade da formulação analítica proposta por Benajes, 1997, para a previsão das rotações de maior eficiência volumétrica de um motor de ciclo otto. Benajes utiliza uma formulação simples, baseada na propagação do pulso de pressão na admissão e nas reflexões nas fronteiras para o cálculo das rotações de ressonância entre os pulsos de pressão na admissão e a abertura das válvulas. A validação dessa metodologia possibilitaria o uso dessa alternativa analítica para o pré-dimensionamento de dutos de admissão, tornado o seu projeto mais fácil e rápido, por dispensar simulações numéricas tridimensionais.

## 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esta seção objetiva expor trabalhos experimentais e estudos relativos às ondas de pressão nos dutos de admissão que possam contribuir para o maior entendimento do fenômeno em estudo. O trabalho de Morse *et al.*, 1938, foi pioneiro no estudo da influência das vibrações acústicas derivadas do movimento das válvulas de um motor de combustão interna. Foi realizado um estudo em motor monocilíndrico, quatro tempos de ciclo Otto.



Os autores afirmam que as ondas de pressão geradas pelo movimento das válvulas de admissão podem diminuir ou aumentar o desempenho do motor de acordo com a relação entre as frequências harmônicas da rotação do motor e do duto de admissão. Este estudo constata que a pressão média efetiva no interior do cilindro aumenta no 3º, 4º e 5º harmônicos da válvula podendo, em alguns casos específicos, aumentar a potência disponibilizada pelo motor em até 25%. A Figura 3.1 mostra a pressão média efetiva em função de “q”, sendo “q” o parâmetro de frequência do motor, dado pela razão entre a frequência fundamental do duto e a frequência de abertura das válvulas. A frequência de abertura das válvulas é a metade da frequência da árvore de manivelas.

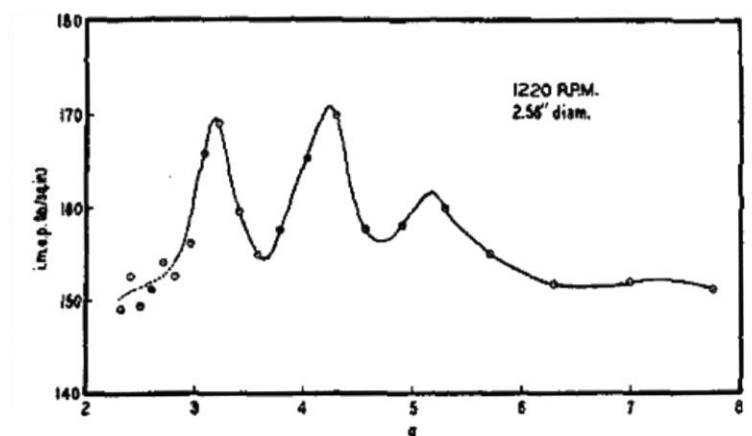


Figura 3.1 – Pressão média efetiva, imep [lbf/(in²)] em função da razão de frequências q, para um tubo reto de 2,56” de diâmetro, a 1220 rpm [Morse *et al.*, 1938]

Benson, 1982 e Winterbone *et al.*, 1989, afirmam que quando o pulso de pressão atinge a válvula de admissão durante o seu fechamento, ocorre aumento da eficiência volumétrica na próxima abertura da válvula. Heywood, 1988, discute sobre os diferentes efeitos que têm origem no sistema de admissão. Entre eles o golpe de aríete causado pelo rápido fechamento da válvula de admissão (ram effect) que causa um rápido aumento de pressão no gás da vizinhança, em seguida se propagando para os dutos e plenum, originando uma série de reflexões. Estas reflexões quando sintonizadas (tuning) com a frequência de ressonância dos dutos de admissão, podem ser aproveitadas para aumentar a eficiência volumétrica do motor. A eficiência volumétrica é definida como sendo a vazão mássica de ar real admitida no cilindro ( $\dot{m}$ ), pela taxa com que o volume de ar é deslocado pelo êmbolo

$$n_v = \frac{2\dot{m}}{\rho V_d N_s} \quad (3.1)$$

sendo  $\dot{m}$ ,  $\rho$ ,  $V_d$ ,  $N_s$ , a vazão mássica de ar real, a densidade do ar, o volume deslocado e a rotação do motor.

Heisler, 1995, demonstra a influência das dimensões do duto de admissão na eficiência volumétrica. Os resultados de experimentos com variações no diâmetro e comprimento dos dutos de admissão são ilustrados na Figura 3.2. As curvas representam o comportamento da eficiência volumétrica para um motor com seis cilindros. É possível perceber que, para um comprimento constante, a máxima eficiência volumétrica ocorre em rotações cada vez maiores à medida que o diâmetro aumenta. Já para um diâmetro constante, a máxima eficiência volumétrica ocorre em rotações cada vez maiores à medida que o comprimento do duto diminui.

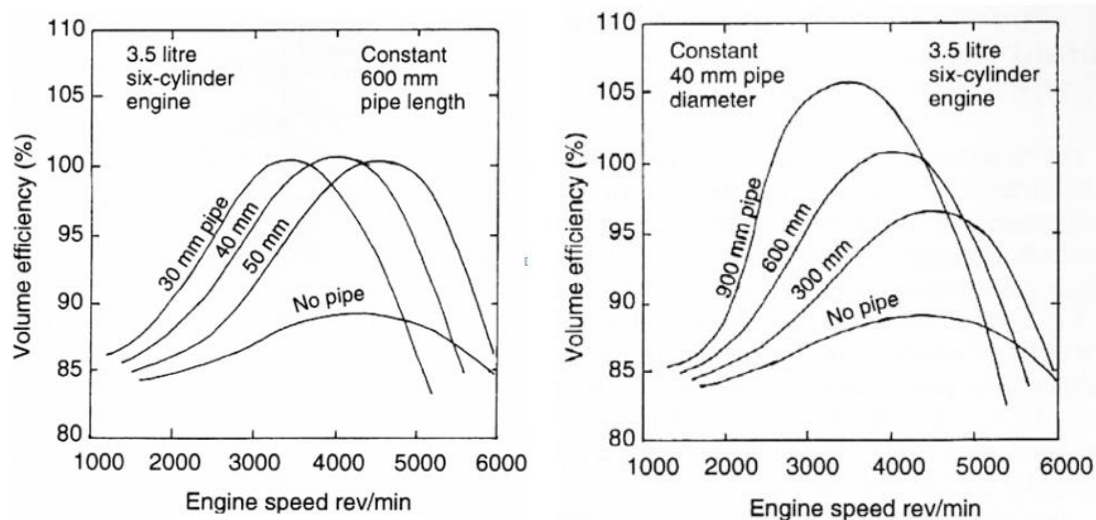


Figura 3.2 – Eficiência volumétrica [%] em função da rotação [rpm]. Curvas representando variação de diâmetro e comprimento do duto [Heisler, 1995]

#### 4. METODOLOGIA

Nesta seção descreve-se a formulação analítica utilizada para o cálculo das rotações que geram maior eficiência volumétrica e a metodologia para a realização dos experimentos em dinamômetro de bancada.

##### 4.1 METODOLOGIA ANALÍTICA

Na presente monografia utiliza-se a formulação proposta por Benajes, 1997, para análise das rotações de maior eficiência volumétrica, devido aos fenômenos de ressonância das ondas de pressão nos dutos de admissão. Esta modelagem baseia-se na teoria de propagação das ondas para análise da admissão de motores existentes e para o projeto de novas admissões.

A função básica da admissão em motores de combustão interna é fornecer o máximo de ar ao motor, distribuindo igualmente o escoamento entre todos os cilindros. Além disso, admissão deve ser projetada para ter o mínimo de perda de carga em seus dutos e câmaras. Para que haja uma elevada eficiência volumétrica e pequena perda de carga a admissão deve ser projetada para que ocorra ressonância entre o volume de ar em seu interior e as ondas de pressão geradas pela válvula de admissão. Em outras palavras, o comprimento de cada duto da admissão e o volume do plenum deve ser projetado considerando o fenômeno de pulsação do escoamento.

O fenômeno de pulsação do escoamento é gerado pelo deslocamento do pistão e a abertura da válvula, os dutos de admissão e o plenum geram uma resposta a essa excitação de acordo com suas geometrias. Esta interação gera forte influência no escoamento na região das válvulas de admissão e conseqüentemente no enchimento dos cilindros. Para cálculos precisos do escoamento na região da válvula de admissão são utilizados modelos computacionais tridimensionais, como o apresentado na tese de Falcão, 2014, a qual investiga o comportamento pulsante no duto de admissão para predições do escoamento na válvula de admissão. Outra opção é a modelagem unidimensional na qual seja modelada a interação entre os diferentes elementos do motor. A modelagem de Benajes, 1997, propõe uma

abordagem física baseada na teoria de propagação de ondas mecânicas, na interação entre os cilindros e nas reflexões nas fronteiras, resultando em um modelo simples e de fácil aplicação prática.

#### 4.1.1 Analogia com um motor monocilíndrico

Para compreensão do fenômeno de pulsação de ondas apresenta-se nesta seção a analogia com um motor monocilíndrico. No tempo de admissão do ciclo otto o êmbolo se desloca do ponto morto superior para o inferior fazendo com que ocorra uma redução na pressão no interior do cilindro em relação à pressão na admissão, e o escoamento se desloque pela válvula de admissão em direção ao interior do cilindro. A rarefação gerada no interior do cilindro se propaga pelos dutos de admissão em direção à atmosfera.

O pulso de rarefação originado no cilindro atingirá fronteiras onde será refletido como uma onda de sobrepressão, em direção ao cilindro. Estas fronteiras são a extremidade aberta da admissão e as junções dos dutos. Por este motivo a pressão instantânea sobre a válvula de admissão será a sobreposição da onda de rarefação com as ondas de sobrepressão causadas pelas reflexões nas fronteiras, conforme ilustrado na Figura 4.1. O momento de chegada da onda de sobrepressão na válvula pode ser caracterizado por um ângulo  $\theta$ . Sintonizar (*tuning*) as ondas de pressão com a abertura das válvulas é encontrar um valor de  $\theta$  no qual a sobrepressão resultante ocorra no momento anterior à abertura da válvula, gerando assim maior enchimento do cilindro.

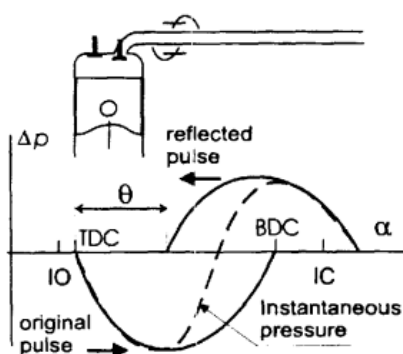


Figura 4.1: Pressão resultante na região da válvula de admissão, gerada pela sobreposição da onda de rarefação e das ondas de sobrepressão [Benajes, 1997]

#### 4.1.2 Motores com múltiplos cilindros

Em um motor com quatro cilindros com um duto por cilindro e com câmara intermediária, a reflexão dos pulsos de rarefação também ocorre ao atingir as fronteiras. Neste caso, existem duas fronteiras que geram pulsos de sobrepressão: a extremidade dos dutos de admissão, aberta para a atmosfera, e a câmara intermediária. Além do fenômeno de sobrepressão ocorre também o fenômeno de interferência entre os cilindros. A interferência ocorre quando a onda de rarefação, originada em um determinado cilindro, atinge outro cilindro enquanto a válvula de admissão deste está aberta. Este fenômeno diminui o enchimento do cilindro devido à diminuição da pressão instantânea sobre a válvula. As ondas de reflexão e de interferência são ilustradas na Figura 4.2.

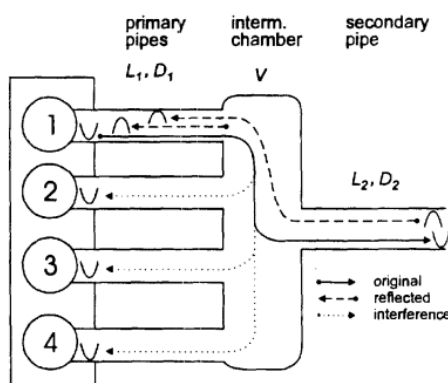


Figura 4.2: Ondas de reflexão e ondas de interferência em um motor 4 cilindros [Benajes, 1997]

#### 4.1.3 Hipóteses do modelo

No modelo utilizado na presente monografia considera-se que a extremidade da admissão está aberta para a atmosfera. Esta simplificação permite considerar que o pulso de rarefação sempre será refletido como um pulso de sobrepressão. Em motores reais normalmente existe uma válvula borboleta (controle de carga) na extremidade da admissão, podendo alterar a sua resposta dinâmica. A câmara intermediária, por ter um volume diversas vezes maior que o volume deslocado pelo pistão, é considerado como suficientemente grande para ocorrer o mesmo comportamento de uma extremidade aberta (plenum). Dessa maneira, as ondas de rarefação ao chegarem na câmara intermediária são refletidas como ondas de sobrepressão.

Visando viabilizar uma solução analítica para o cálculo das frequências de ressonância, foram assumidas as seguintes hipóteses simplificativas:

- Pulsos de pressão com amplitude infinitesimal
- Fluido se comporta como gás perfeito
- Escoamento unidimensional
- Escoamento isoentrópico
- Dutos com seção transversal constante
- Escoamento com baixo número de Mach

A hipótese *a* permite assumir que não ocorrem variações locais na velocidade de propagação da onda, simplificando assim o cálculo do efeito dos pulsos de pressão. Como desvantagem o modelo não é capaz de prever a evolução da pressão instantânea em pontos da admissão. O escoamento é considerado unidimensional devido ao grande comprimento dos dutos em relação à seção transversal. O modelo considera escoamento isoentrópico, para que sejam desprezadas as perdas por fricção e por transferência de calor.

#### 4.1.4 Modelagem

A localização das ondas de pressão sobre o escoamento unidimensional no interior dos dutos de admissão é realizada através da seguinte equação diferencial parcial

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (4.1)$$

em que  $u$  é a velocidade do escoamento e  $a$  é a velocidade do som no meio. Dividindo a equação 4.1 por uma velocidade média de escoamento  $U$ , pode-se reescrever a equação

$$\frac{\partial^2 \Delta u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 \Delta u}{\partial x^2} \quad (4.2)$$

sendo  $\Delta u$  a variação de velocidade do escoamento. Uma vez que em motores de combustão interna os pulsos caracterizados pela equação de onda são periódicos, pode-se expandir esta equação em uma série de Fourier como um somatório de funções senoidais. Desse modo a sua solução geral é a de Bernoulli

$$\Delta u = \sum_{k=1}^{\infty} (C_{k1} e^{-ik\frac{\omega x}{a}} + C_{k2} e^{ik\frac{\omega x}{a}}) e^{ik\omega t} \quad (4.3)$$

sendo  $\omega$  a frequência angular do comando de válvulas de admissão,  $k$  um integrador representando as ondas harmônicas e  $C_{k1}$  e  $C_{k2}$  constantes.

Para o cálculo das frequências naturais de ressonância pode-se considerar apenas o harmônico fundamental,  $k=1$ . Desse modo obtém-se que

$$\Delta u = (C_{11} e^{-i\frac{\omega x}{a}} + C_{12} e^{i\frac{\omega x}{a}}) e^{i\omega t} \quad (4.4)$$

Uma equação similar pode ser obtida para a componente pulsante da pressão

$$\Delta p = \rho a (C_{11} e^{-i\frac{\omega x}{a}} - C_{12} e^{i\frac{\omega x}{a}}) e^{i\omega t} \quad (4.5)$$

As equações 4.4 e 4.5 são aplicadas a cada elemento da admissão através das condições de contorno, com o objetivo de obter uma única equação que forneça a frequência de ressonância da admissão em função da sua geometria. As condições de contorno existentes são:

- Extremidade aberta para a atmosfera

$$\Delta p = 0 \quad (4.6)$$

- Extremidade fechada

$$\Delta u = 0 \quad (4.7)$$

- Câmara intermediária (plenum)

$$i\omega \frac{V}{a^2} \frac{\Delta p}{\rho} = \sum_{n=1}^{z1} A_n \Delta u_n - \sum_{n=1}^{z2} A_n \Delta u_n \quad (4.8)$$

onde  $\Delta p$  é a componente de pressão do volume,  $z1$  e  $z2$  são o número de dutos primários e secundários conectados ao plenum,  $A_n$  e  $u_n$  são a área e a velocidade instantânea associada a um determinado duto  $n$ .

Para calcular a frequência natural na admissão é necessário aplicar a condição de ressonância. Quando um sistema físico é sujeito a excitações igual a uma de suas frequências naturais, este sistema passa a vibrar com amplitudes cada vez maiores. Sendo assim, assume-se que para escoamentos pulsantes ( $\Delta u \neq 0$ ), a pressão na válvula de admissão tenderá ao infinito quando houver ressonância.

$$\Delta p = \pm\infty; \Delta u \neq 0; \quad (4.9)$$

As equações 4.4 e 4.5 juntamente com as condições de contorno 4.6, 4.7 e 4.8 e a Condição de Ressonância 4.9 permitem calcular a frequência natural do sistema. Em um motor monocilíndrico obtém-se a frequência do primeiro harmônico pela Equação 4.10, onde  $L$  é o comprimento efetivo do duto, dado por  $L = l + 3D$  (sendo  $l$  o comprimento e  $D$  o diâmetro do duto)

$$f = \frac{a}{4L} \quad (4.10)$$

No caso de um motor de 4 cilindros com 4 dutos primários, um plenum e um duto secundário, utiliza-se as seguintes condições de contorno: três extremidades fechadas (válvulas de admissão dos cilindros que não estão no tempo de admissão), uma câmara intermediária com 4 dutos primários e um duto secundário, uma fonte de excitação (conjunto pistão e válvula no tempo de admissão). Aplicando as equações obtém-se um sistema de 20 equações algébricas:

- 10 equações em termos de  $\Delta u$  e  $\Delta p$  (duas para cada duto)
- 1 equação para câmara intermediária
- 5 equações relacionadas a condição de extremidade aberta na junção dos dutos com o plenum
- 3 equações de extremidade fechada (relacionadas aos cilindros que não estão em admissão)
- 1 equação para extremidade aberta (relacionada a extremidade da admissão)

Resolvendo o sistema de equações algébricas obtém-se uma única equação implícita

$$4 \tan \frac{\omega L_1}{a} = \frac{A_2}{A_1} \cot \frac{\omega L_2}{a} - \frac{\omega V}{aA_1} \quad (4.11)$$

sendo  $\omega$  a frequência angular do comando de válvulas de admissão,  $L_1$  e  $L_2$  o comprimento efetivo do duto primário e secundário,  $A_1$  e  $A_2$  as áreas das seções transversais dos dutos,  $a$  a velocidade de propagação do som no meio,  $V$  o volume da câmara intermediária.

Uma expressão mais geral pode ser escrita para motores com um número  $z_1$  de dutos primários e  $z_2$  de dutos secundários

$$z_1 \tan \frac{\omega L_1}{a} = z_2 \frac{A_2}{A_1} \cot \frac{\omega L_2}{a} - \frac{\omega V}{aA_1} \quad (4.12)$$

Em motores com múltiplos cilindros além da resposta dinâmica do sistema como um todo, ocorre a resposta de reflexão na câmara intermediária, o qual pode ser descrito de maneira análoga à resposta de um motor monocilíndrico. Assim, em motores com múltiplos cilindros duas frequências naturais podem ser utilizadas para aumentar a eficiência volumétrica dos cilindros: a frequência da admissão como um todo obtida na Equação 4.12 e a frequência natural dos dutos primários obtida pela Equação 4.10.

O aumento da eficiência volumétrica está associado ao parâmetro de ressonância  $Q$  apresentado na Equação 4.13, o qual relaciona a frequência do sistema e a abertura das válvulas de admissão (um evento a cada 720 graus do virabrequim). Os estudos realizados por Morse et.al, concluíram que a maior eficiência volumétrica ocorre entre o terceiro e o quinto harmônico, conforme Figura 3.1.

$$Q = \frac{f_{\text{sistema}}}{f_{\text{comando}}} \quad (4.13)$$

#### 4.1.5 Resultados da formulação analítica

O motor 6G75 possui a particularidade de apresentar admissão variável, sendo possível utilizar dois comprimentos de dutos primários, conforme apresentado na Figura 4.4.

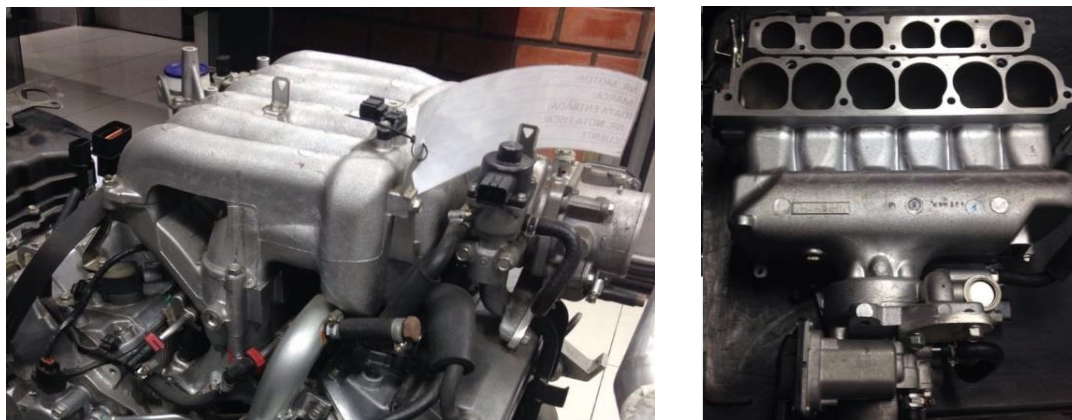


Figura 4.3 – Sistema de admissão do motor Mitsubishi 6G75

Realizou-se medições dos dutos de admissão utilizando paquímetro digital e barbante para auxílio na medição de superfícies curvas. Na Tabela 4.1 são apresentados os valores medidos. Cada valor é o resultado da média aritmética de três medições.

Tabela 4.1 – Características dimensionais do sistema de admissão

	Duto primário curto	Duto primário longo
Comprimento duto primário (l1) [m]	0,385	0,520
Diâmetro duto primário (d1) [m]	0,047	0,037
Comprimento equivalente duto primário (L1 = (l1+3d)) [m]	0,526	0,631
Área duto primário (A1) [m]	0,001734	0,001075
Comprimento duto secundário (l2) [m]	0,142	0,142
Diâmetro duto secundário (d2) [m]	0,070	0,070
Comprimento equivalente duto secundário L2 = (l2+3d) [m]	0,352	0,352
Área duto secundário (A2) [m <sup>2</sup> ]	0,003847	0,003847
Volume plenum (V) [m <sup>3</sup> ]	0,002516	0,002516

Após a realização das medições calculam-se duas frequências naturais do sistema para cada um dos comprimentos de dutos primários, utilizando as equações 4.10 e 4.12. As frequências naturais do sistema de admissão são então utilizadas para calcular a frequência de abertura das válvulas quando o parâmetro de frequência é 3, 4 e 5, através da Equação 4.13. Sabe-se que a abertura das válvulas de admissão ocorre uma vez a cada duas voltas do virabrequim. Por este motivo, para obtenção da rotação do motor que gera o terceiro, o quarto e o quinto harmônico converte-se a frequência de abertura das válvulas obtidas nas equações 4.10 e 4.12 para rotações por minuto, e então se multiplica o resultado por um fator 2.

Nas tabelas 4.2 e 4.3 apresenta-se as frequências de ressonância calculadas para os dutos primários e para o sistema como um todo.

Tabela 4.2 – Rotações de ressonância das ondas de pressão no duto primário

	Duto primário curto	Duto primário longo
Frequência de ressonância duto primário [Hz]	161,60	134,71
3º harmônico [rpm]	6464	5388
4º harmônico [rpm]	4848	4041
5º harmônico [rpm]	3878	3233

Tabela 4.3 – Rotações de ressonância das ondas de pressão do sistema de admissão

	Duto primário curto	Duto primário longo
Frequência de ressonância da admissão [Hz]	59,17	63,38
3º harmônico [rpm]	2367	2535
4º harmônico [rpm]	1775	1901
5º harmônico [rpm]	1420	1521

Os resultados analíticos, em relação às frequências de ressonância dos dutos primários, demonstram o efeito inicialmente esperando pelo estudo. Uma onda de pressão propagando-se a uma determinada velocidade precisa de um período  $T$  maior para ir e voltar em um duto mais longo em relação a um duto mais curto de mesmo diâmetro. O período é a uma relação entre o comprimento do duto e a velocidade de propagação da onda. Uma vez que a frequência  $f$  é o oposto do período, dutos mais longos tendem a apresentar menores frequências de ressonância. Dessa maneira as ondas de pressão dos dutos primários longos podem ser sintonizadas com a abertura das válvulas em rotações mais baixas que as ondas de pressão dos dutos curtos.

Os resultados referentes ao sistema de admissão, como um todo, apresentam frequências de ressonâncias mais altas quando o sistema utiliza o duto primário longo, em relação à utilização do duto primário curto. Este resultado ocorre devido à seção transversal dos dutos primários longos serem menores que dos dutos primários curtos, conforme observado na Figura 4.3.

## 4.2 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Realizou-se ensaios experimentais com o objetivo de verificar as rotações de máxima eficiência volumétrica e máximo torque na árvore de manivelas para comparação com as rotações de ressonância previstas no modelo de J. Benajes. Para a realização dos ensaios instalou-se o motor Mitsubishi 6G75 no dinamômetro de bancada SuperFlow SF-902 da empresa Dacar Motorsport, o motor foi equipado com sensores para monitoramento do seu funcionamento como sensor de temperatura do líquido de arrefecimento, sensor de pressão de óleo, sensor de detonação e sonda lambda de banda larga. Além disso, o motor foi equipado com sensor de vazão mássica para posterior cálculo de eficiência volumétrica. Realizou-se a fixação do motor nos suportes do dinamômetro e a conexão do virabrequim do motor ao freio do dinamômetro. Foram utilizados os subsistemas de arrefecimento, alimentação do motor e lubrificação presentes no dinamômetro.

Os atuadores presentes no motor são os injetores, as velas, a borboleta eletrônica e a válvula da admissão variável. O modelo dos injetores é inserido no software, para que seja considerado o “tempo morto” do injetor. O tempo morto é a relação entre o tempo de acionamento do injetor e o tempo que o injetor permanece efetivamente aberto. Este cálculo é feito devido à abertura do injetor não ocorrer instantaneamente quando a ECU comanda esta



ação, dependendo da tensão da bateria e da pressão de combustível para que seja feito o cálculo do tempo em que o injetor permanece aberto. Caso fosse desconsiderado o “tempo morto” a variação da tensão da bateria geraria tempos de injeção diferentes.

O modelo da bobina utilizada é inserido no software de calibração Pro Tune Workbench, para que seja considerado o “*dwell time*” da bobina. Este é o tempo de carregamento do campo magnético da bobina, e é função da tensão da bateria. É necessário que este tempo seja suficiente para carregar o primário da bobina, causando sua saturação. Caso a bobina continue sendo alimentada após a saturação da bobina, ocorrerá o aquecimento da mesma, podendo ocorrer falha devido a superaquecimento. Se o “*dwell time*” estiver muito pequeno, não ocorrerá saturação do primário e a tensão induzida no secundário será menor do que a ideal, podendo ocorrer falhas de combustão devido à menor energia da centelha.

A válvula da admissão variável, a qual altera os dutos que são utilizados na admissão, tem funcionamento do tipo “*on/off*”. O controle, neste caso o acionamento da válvula se resume a configurar uma saída auxiliar da ECU para acionamento da válvula.

Após a instalação do motor no dinamômetro realizou-se a calibração do mapa de injeção e do mapa de ignição para que fosse possível posteriormente realizar ensaios para a aquisição de dados de vazão volumétrica e torque com a borboleta completamente aberta e com a maior pressão média efetiva no cilindro.

Os dados foram adquiridos a uma taxa de 20 amostras por segundo. Definiu-se o tempo de estabilização como 5 segundos por este ter se mostrado suficiente para garantir a estabilização do motor na rotação desejada com variação de 30 rpm para mais ou para menos, não foram utilizados tempos maiores devido aos custos associados à utilização do dinamômetro. Os ensaios de medição de vazão volumétrica e torque foram realizados 3 vezes para cada comprimento de admissão totalizando 300 amostras para cada condição. As amostras do sensor de vazão volumétrica foram gravadas no log da ECU, enquanto as amostras de torque foram gravadas no log do dinamômetro.

#### 4.2.1 Mapa base de injeção

Após a instalação do motor no dinamômetro o primeiro passo é conseguir dar a primeira partida no motor. Para isto calcula-se ou pesquisa-se o tempo de injeção inicial e o avanço para partida. O próximo passo é estabelecer um valor de lambda desejado e calcular ou pesquisar o tempo de injeção necessário para obter aquele valor de lambda nas diversas condições de funcionamento do motor.

A relação ar-combustível em motores de combustão interna é indicada pela variável lambda. Esta variável indica a relação entre a mistura ar-combustível do sistema e a mistura ar-combustível estequiométrica. Sendo assim, consideram-se misturas ricas as misturas que tem  $\lambda < 1$ . O valor de lambda escolhido foi 0,9, ou seja, utilizou-se a mistura 10% mais rica que a mistura estequiométrica, este valor de lambda foi escolhido para que o combustível auxiliasse na refrigeração da câmara de combustão mantendo as temperaturas do motor mais baixas, possibilitando assim a utilização de maiores avanços de ignição sem que ocorressem combustões anormais.

#### 4.2.2 Mapa base de ignição

Avanço de ignição é o nome dado ao ângulo do virabrequim em que ocorre a centelha no ciclo otto. Este ângulo é usualmente medido em graus BTDC, ou seja, quantos graus do virabrequim antes do ponto morto superior de compressão a centelha ocorre em uma determinada condição de funcionamento do motor. A pressão média efetiva do cilindro e o torque gerado pela relação angular biela/manivela estão fortemente ligados ao ângulo de ignição. Para isolar este fator e tornar a pressão média efetiva dependente apenas do enchimento do cilindro julgou-se necessário realizar a pesquisa em dinamômetro dos avanços de ignição para máximo torque.

Em certas condições de funcionamento não foi possível utilizar os avanços que gerariam máximo torque, devido ao aparecimento de detonação, processo de combustão anormal no qual ocorre uma rápida liberação de energia causando altíssimas pressões locais e propagação de ondas de pressão de grande amplitude na câmara de combustão, podendo causar danos ao motor quando ocorrem de modo severo [Heywood, 1988]. Para que fosse detectada detonação foi utilizado um amplificador da marca “The Knock Box” conectado ao sensor de detonação original do motor. Nas condições de maior rotação os avanços de ignição utilizados são foram maiores por haver menor tempo disponível no ciclo entre o momento em que a centelha ocorre e o êmbolo estar ponto morto superior.

#### 4.2.3 Medições

Para medição da vazão mássica e posterior cálculo da eficiência volumétrica utilizou-se sensor MAF (mass air flow) Bosch 0280217111. O sensor MAF consiste em um filamento aquecido que fica exposto ao escoamento do fluido instalado em um tubo de diâmetro conhecido. O anemômetro funciona com temperatura constante, ocorrendo variação da corrente de acordo com a velocidade do escoamento. O circuito do sensor contém uma ponte de Wheatstone, a qual transforma o estímulo sobre o sensor em sinal elétrico, o qual é lido pela ECU como uma diferença de tensão. O sinal elétrico é então amplificado e aplicado ao topo da ponte de tal modo que a temperatura original seja recuperada através do aumento ou diminuição da corrente que passa pelo sensor [Moraes, 2003]. O sensor MAF é equipado com sensor de temperatura do ar para que seja considerada a temperatura do escoamento no sinal de vazão mássica enviado para a ECU. A incerteza de medição do sensor utilizado é de 5% para mais ou para menos.

A leitura do sensor MAF é feita através do filamento que está em contato com uma pequena região do escoamento, por este motivo é importante que não haja curva no duto que antecede o sensor, pois haveria mais escoamento em um dos lados, tornando inválido o valor mensurado. O sensor foi conectado a ECU PR660 e as aquisições foram gravadas no datalog interno da ECU a uma taxa de 20 Hz.

Ao serem realizadas medições existe uma incerteza intrínseca que advém das características dos equipamentos utilizados e do mensurando. Para que sejam obtidos dados experimentais válidos é necessário estimar o valor da grandeza medida e o seu erro. Por este motivo utilizou-se a “Teoria dos Erros” para cálculo dos desvios padrão nas medições de vazão mássica e torque. O desvio padrão é dado por

$$s = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (4.14)$$

onde  $n$  é o número de amostras,  $x_i$  é o valor de cada amostra e  $\bar{x}$  a média de todas as amostras. O desvio padrão de função  $\bar{f} = f(\bar{x}, \bar{y})$  é calculado por

$$\Delta \bar{f} = \sqrt{\frac{\partial f^2}{\partial x} \Delta x^2 + \frac{\partial f^2}{\partial y} \Delta y^2} \quad (4.15)$$

Sendo  $\Delta x$  e  $\Delta y$  o desvio padrão das funções  $x$  e  $y$  respectivamente.

#### 4.2.4 Resultados experimentais

A partir dos dados adquiridos de vazão mássica nos ensaios realizados em dinamômetro, calculou-se a eficiência volumétrica do motor utilizando a Equação 3.1 em diferentes rotações e em plena carga. Através da metodologia experimental constatou-se que a maior eficiência volumétrica com dutos primários curtos ocorre entre 3750 rpm e 4000 rpm e para os dutos primários longos em rotações inferiores a 3250 rpm, conforme apresentado nas tabelas 4.4 e 4.5. Os valores experimentais para os dutos primários curtos estão condizentes com os resultados analíticos para o 5º harmônico de ressonância dos dutos primários (Tabela 4.2): 3878 rpm. Para os dutos longos o resultado analítico para a rotação do 5º harmônico de ressonância dos dutos primários (Tabela 4.2) é 3233 rpm, porém não é possível verificar a concordância entre este resultado e o experimental por não haver inflexão na curva experimental de eficiência volumétrica na faixa de rotação ensaiada. Na Figura 4.4 apresentam-se os resultados experimentais em vermelho e azul, e os pontos de máxima eficiência volumétrica calculados analiticamente em verde.

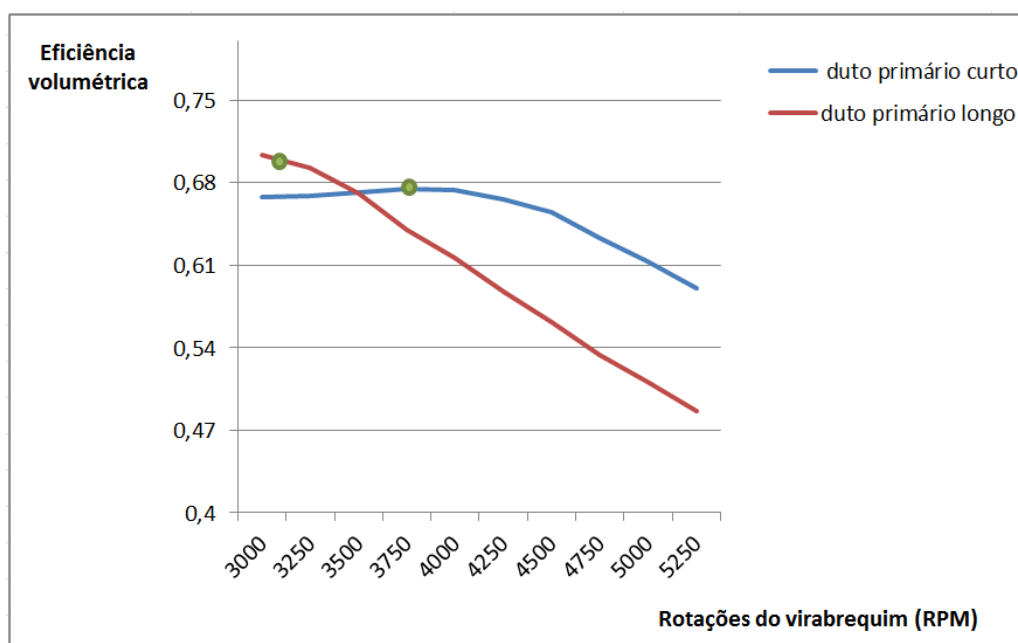


Figura 4.4 – Curvas experimentais de eficiência volumétrica para dois comprimentos de duto utilizando came de menor levante, e dois pontos obtidos via solução analítica

Tabela 4.4 - Eficiência volumétrica e torque resultante para duto primário curto,  $\lambda=0,9$ , came de menor levante

RPM	Vazão mássica (kg/h)	Eficiência volumétrica	Torque (N.m)
3000	281,9 ± 0,7	0,668 ± 0,001	365,8 ± 0,8
3250	305,7 ± 0,5	0,669 ± 0,001	366,6 ± 0,8
3500	330,8 ± 0,5	0,672 ± 0,001	368,4 ± 0,7
3750	356,1 ± 0,6	0,675 ± 0,001	365,3 ± 0,8
4000	378,9 ± 0,5	0,673 ± 0,001	364,4 ± 0,8
4250	398,0 ± 0,7	0,666 ± 0,001	358,9 ± 0,8
4500	414,7 ± 0,6	0,655 ± 0,001	348,6 ± 0,7
4750	423,3 ± 0,7	0,633 ± 0,001	330,0 ± 0,8
5000	431,7 ± 0,6	0,614 ± 0,001	314,3 ± 0,7
5250	436,0 ± 0,7	0,590 ± 0,001	298,3 ± 0,8

Tabela 4.5 - Eficiência volumétrica e torque resultante para duto primário longo,  $\lambda=0,9$  e came de menor levante

RPM	Vazão mássica (kg/h)	Eficiência volumétrica	Torque (N.m)
3000	297,0 $\pm$ 0,7	0,703 $\pm$ 0,002	393,1 $\pm$ 0,7
3250	316,7 $\pm$ 0,7	0,693 $\pm$ 0,002	382,8 $\pm$ 0,8
3500	330,4 $\pm$ 0,6	0,671 $\pm$ 0,001	370,1 $\pm$ 0,8
3750	337,5 $\pm$ 0,5	0,640 $\pm$ 0,001	352,3 $\pm$ 0,8
4000	346,6 $\pm$ 0,7	0,616 $\pm$ 0,001	332,8 $\pm$ 0,7
4250	351,2 $\pm$ 0,7	0,587 $\pm$ 0,001	313,6 $\pm$ 0,8
4500	355,8 $\pm$ 0,8	0,562 $\pm$ 0,001	294,8 $\pm$ 0,8
4750	357,1 $\pm$ 0,7	0,534 $\pm$ 0,001	274,3 $\pm$ 0,8
5000	359,4 $\pm$ 0,7	0,511 $\pm$ 0,001	254,8 $\pm$ 0,8
5250	359,2 $\pm$ 0,7	0,486 $\pm$ 0,001	237,4 $\pm$ 0,7

Realizaram-se também ensaios utilizando outro came (Mitsubishi Mivec) de maior levante, com maior tempo de permanência em abertura e com o momento de abertura das válvulas ocorrendo em +13 graus APMS (antes do ponto morto superior), ao invés dos -2 graus APMS do came menor. Nesta condição, a maior eficiência volumétrica obtida experimentalmente está entre 4500 e 4750 rpm para os dois comprimentos de dutos, conforme apresentado nas tabelas 4.6 e 4.7. Verifica-se na tabela 4.2 e 4.3 que o resultado analítico que mais se aproxima dessa condição é a ressonância do 4<sup>o</sup> harmônico dos dutos primários: 4848 rpm para dutos curtos e 4041 rpm para dutos longos. Na Figura 4.5 apresentam-se os resultados experimentais em vermelho e azul e os resultados analíticos em verde.

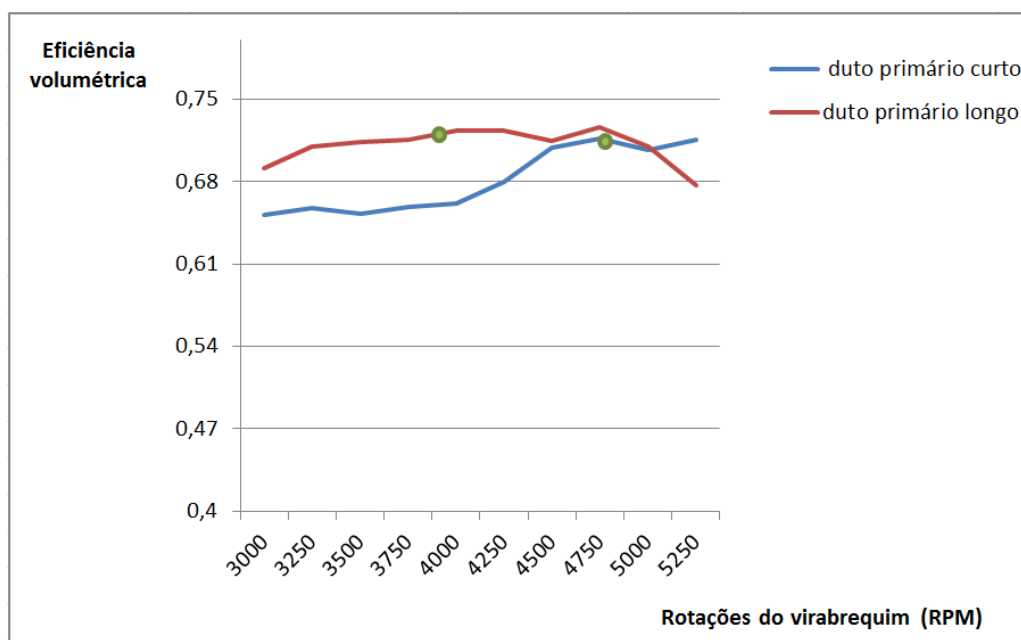


Figura 4.5 – Curvas experimentais de eficiência volumétrica para dois comprimentos de duto utilizando came de maior levante, e dois pontos obtidos via solução analítica

Tabela 4.6 Eficiência volumétrica e torque resultante para duto primário curto,  $\lambda=0,9$  e came de maior levante

RPM	Vazão mássica (kg/h)	Eficiência volumétrica	Torque (N.m)
3000	275,2 ± 0,7	0,652 ± 0,002	357,1 ± 0,8
3250	300,5 ± 0,7	0,657 ± 0,002	360,1 ± 0,7
3500	321,4 ± 0,6	0,652 ± 0,001	357,3 ± 0,7
3750	347,2 ± 0,6	0,658 ± 0,001	356,4 ± 0,7
4000	371,9 ± 0,7	0,660 ± 0,001	362,9 ± 0,8
4250	406,6 ± 0,7	0,680 ± 0,001	373,4 ± 0,8
4500	448,7 ± 0,7	0,709 ± 0,001	377,2 ± 0,7
4750	479,1 ± 0,6	0,717 ± 0,001	373,8 ± 0,7
5000	497,1 ± 0,7	0,707 ± 0,001	367,5 ± 0,8
5250	528,5 ± 0,7	0,716 ± 0,001	361,9 ± 0,8

Tabela 4.7 Eficiência volumétrica e torque resultante para duto primário longo,  $\lambda=0,9$  e came de maior levante

RPM	Vazão mássica (kg/h)	Eficiência volumétrica	Torque (N.m)
3000	291,6 ± 0,7	0,691 ± 0,002	385,6 ± 0,8
3250	324,4 ± 0,7	0,709 ± 0,002	392,7 ± 0,8
3500	351,2 ± 0,7	0,713 ± 0,001	394,3 ± 0,7
3750	377,6 ± 0,7	0,716 ± 0,001	394,6 ± 0,7
4000	407,0 ± 0,6	0,723 ± 0,001	390,6 ± 0,8
4250	432,6 ± 0,7	0,724 ± 0,001	386,7 ± 0,7
4500	452,3 ± 0,6	0,714 ± 0,001	374,8 ± 0,7
4750	485,1 ± 0,6	0,726 ± 0,001	362,3 ± 0,8
5000	499,6 ± 0,7	0,710 ± 0,001	347,4 ± 0,8
5250	499,7 ± 0,7	0,676 ± 0,001	330,5 ± 0,8

## 5. CONCLUSÕES

As rotações de maior eficiência volumétrica calculadas analiticamente pela formulação de J. Benajes apresentaram correlação satisfatória apenas para o came de menor levante. Devido aos diversos harmônicos possíveis na admissão seria necessário realizar novos experimentos para verificar se as ondas de pressão que estavam ocorrendo nos dutos de admissão correspondem ao harmônico calculado.

Ao utilizar um came de maior levante para a abertura das válvulas, percebem-se as limitações da formulação analítica. A formulação proposta por J. Benajes, não considera o perfil dos cames, do comando de válvulas de admissão e a posição do comando, além da complexidade geométrica tridimensional usual nesses sistemas. As ondas de pressão geradas nos dutos de admissão dependem das características de abertura do comando de válvulas de admissão, sendo assim, para o projeto dos dutos de admissão são necessários cálculos do escoamento na região da válvula, através da utilização de modelos computacionais tridimensionais como o proposto por Falcão, 2014.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Benajes J. **“Predesing Model for Intake Manifolds in Internal Combustion Engines”**, SAE PAPER 970055, 1997

Benson R.S. **“The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines Vol. I”** - Oxford University Press, 1982

Falcão C. E. G, **“Estudo numérico do processo de admissão em um motor de combustão interna utilizando uma metodologia baseada na massa específica pré-condicionada para baixo número de Mach com comparação experimental”**, Tese de Doutorado, UFRGS 2014

Heisler H. **“Advanced Engine Technology”**, Hodder Headline Group, USA, 1995

Heywood J.B. **“Internal Combustion Engine Fundamentals”**, McGraw-Hill, New York, 1988

Moraes C., **“Anemômetro a fio quente”**, Departamento de Engenharia Elétrica e Instrumentação Eletrônica, UFRN, 2003

Morse P.H., Boden R.H. e Schechter H. **“Acoustic Vibrations and Internal Combustion Engine Performance”**, Journal of Applied Physics, Vol. 9, January, 1938

Winterbone D.E., Worth D. e Nichols J.R. **“A Comparison of Synthesis and Analysis Models for Wave Action Manifolds”**. Proc. Of the ImechE C372/037, 1989

## Especificações do motor

Modelo	Mitsubishi 6G75
Número de cilindros	6
Disposição dos cilindros	em V
Capacidade volumétrica	3828 cm <sup>3</sup>
Máxima potência declarada	263 hp @ 5750 RPM
Máximo torque declarado	35,3 N.m @ 4500 RPM
Diâmetro do pistão	95,0 mm
Curso do pistão	90,0 mm
Relação de compressão	10,5 : 1
Sistema de lubrificação	cárter úmido
Combustível	etanol

## Especificações do dinamômetro

Modelo	SuperFlow SF-902
Tipo	Hidráulico
Máxima rotação	15.000 rpm
Máxima potência	1500 hp
Máximo torque	1627 N.m
Software de aquisição de dados	WinDyn Superflow

## Especificações do módulo de gerenciamento do motor

Modelo	Pro Tune PR660
Número de saídas para injetores	6
Número de saídas para ignição	6
Número de entradas configuráveis	6
Número de saídas auxiliares	9
Número de entradas para sonda banda larga	2
módulo de borboleta eletrônica	1
datalog interno	1

## Condições dos ensaios

Local de ensaio	Canoas/RS
Altitude	8 m
Pressão barométrica	99,4 kPa
Temperatura do ar admitido	27,2 ± 0,6 °C
Temperatura do motor	78,1 ± 1,5 °C
Pressão de combustível	5,09 ± 0,01 bar (manométrico)
Pressão de óleo	5,86 ± 0,05 bar (manométrico)