



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Tese de doutorado

Área de Concentração: Calor e Fluidos

**Estudo Experimental da Influência de um Ressonador de Volume
Variável na Massa de Ar Admitida por um
Motor de Combustão Interna**

Leonardo Vinícius Mendes Pereira

Orientador: Prof. Dr. Ramón Molina Valle

Co-Orientador: Prof. Dr. Sérgio de Moraes Hanriot

Belo Horizonte

Dezembro de 2008

Estudo Experimental da Influência de um Ressonador de
Volume Variável na Massa de Ar Admitida por um
Motor de Combustão Interna

Tese apresentada ao programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas
Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de
Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Calor e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. Ramón Molina Valle
Universidade Federal de Minas Gerais
Co-Orientador: Prof. Dr. Sérgio de Moraes Hanriot
Instituto Politécnico da PUC Minas

Belo Horizonte
Dezembro de 2008

Resumo

A dinâmica nos condutos de admissão em motores de combustão interna envolve grandezas tais como o comprimento, diâmetro, a rotação do eixo comando de válvulas e demais geometrias e acessórios existentes. Os movimentos alternativos das válvulas de admissão e do pistão produzem fenômenos de geração de ondas de pressão que se propagam pelo conduto. Tais ondas, se oportunamente aproveitadas, podem aumentar a quantidade de massa de ar admitida. No presente trabalho é desenvolvido o projeto e o controle eletrônico de um ressonador de volume variável, visando o aumento de massa de ar admitida no motor. Também é apresentada uma metodologia completa para aproveitamento dos efeitos pulsantes que se propagam pelo conduto de admissão. Um estudo experimental dos volumes requeridos e do melhor posicionamento do ressonador no conduto de admissão foi realizado em banco de fluxo, objetivando analisar sua influência na quantidade de massa de ar admitida pelo cilindro. Após a implementação do controle eletrônico foram realizados testes dinâmicos no banco de fluxo para avaliar a resposta do ressonador eletrônico para os volumes requeridos. Foi avaliado o desempenho do ressonador em dinamômetro de bancada e obtida as curvas características do motor com o ressonador instalado antes e depois da borboleta de controle de carga de um motor de produção seriada. Os resultados mostram o melhor posicionamento e a viabilidade da utilização de um ressonador eletrônico que permita, para cada rotação e carga do motor, ajustar a sintonia com as ondas de pressão no sistema de admissão, de forma a obter ganhos de desempenho para todos os regimes de rotação do motor em plena carga.

PALAVRAS CHAVES: motor de combustão interna, conduto de admissão, ressonador de Helmholtz.

Abstract

The dynamic of intake manifold admission on internal combustion engines involves parameters such as length, diameter, camshaft rotation and other geometries and accessories. The alternative movements of the admission valves and piston produce the phenomena of generation of pressure waves that spread through the conduit. Such waves, if well used, can increase the air mass quantity admitted. In the present work it is developed the project and the electronic control of a resonator of variable volume, with the main goal to increase the volume of air admitted by the engine. It is also presented a complete methodology to use the pulsing effects spreading through the admission conduct. An experimental analysis of the requested valves and resonator position in the intake conduits was evaluated in flow bench, aiming its influence in the amount of mass air admitted by the cylinder. After implementation of the electronic control dynamics tests were performed in flow bench, to evaluate the performance of electronic resonator to the required volume. The resonator's performance has been evaluated on a bench dynamometer. The characteristics curves were obtained from the engine with the resonator installed before and after the throttle. The results show the best position and feasibility of using an electronic resonator enabling, for each engine rotation and load, adjust the pressure waves on intake manifold, therefore improving the engine performance for all engine rotations at full load condition.

KEY WORDS: internal combustion engine, intake manifolds, Helmholtz resonator.

Este trabalho é dedicado a meus pais, Vandeyr e Dayse, a minha avó (Líbia), em especial a minha namorada, Jussara, a todos os meus familiares e a Deus. Sem a compreensão e o apoio de todos não seria possível a sua realização.

Agradecimentos

Muitos foram os que contribuíram para que este trabalho chegasse ao seu final, assinalando meu reconhecimento especial:

ao orientador prof. Dr. Ramón Molina Valle;

ao co-orientador prof. Dr. Sérgio de Moraes Hanriot;

aos amigos da Fiat Automóveis e da FPT Powertrain Technologies;

ao Eng. Leonardo da Mata Guimarães;

aos amigos do Laboratório Banco de Fluxo da PUC Minas;

aos técnicos da PUC Minas Pedro Kapler e Carlos Eduardo dos Santos e ao Eng. Vinícius Maia de Sá pelo auxílio na parte experimental;

à UFMG, instituição responsável pelo programa de pós-graduação;

ao Departamento de Engenharia Eletrônica, em especial ao Eng. Alexandre Pereira Leal, ao Eng. Gabriel Teixeira Braga e ao Prof. Dr. Marcos Antônio Mendes Severo.

ao CNPq, pela bolsa de estudos em uma etapa do trabalho;

à PUC Minas, FPT Powertrain Technologies e a FIAT Automóveis, pela colaboração com o fornecimento de equipamentos, da estrutura, do material e do local para a realização dos testes experimentais;

A todos que me ajudaram de alguma forma, meus sinceros agradecimentos.

SUMÁRIO

Resumo.....	iv
Abstract.....	v
Dedicatória.....	vi
Agradecimentos.....	vii
Sumário.....	viii
Lista de figuras.....	xi
Lista de tabelas.....	xviii
Simbologia.....	xix
1. Introdução.....	1
1.1. Aspectos gerais.....	1
1.2. Estado da arte.....	2
1.3. Escopo do trabalho.....	5
2. Objetivos e relevância.....	5
2.1. Objetivo geral.....	5
2.2. Objetivos específicos.....	5
2.3. Relevância do trabalho.....	6
3. Revisão bibliográfica.....	7
3.1. Introdução.....	7
3.2. Dinâmica dos condutos de admissão.....	8
3.3. Dinâmica dos ressonadores.....	27
3.4. Dinâmica do escoamento através do acionamento das válvulas.....	37
3.5. Ondas Acústicas e suas características.....	38
3.6. Teoria de controle eletrônico.....	43
3.6.1. Introdução.....	43
3.6.2. Motor de corrente contínua.....	43
3.6.3. Inércia efetiva e amortecimento efetivo.....	43
3.6.4. Conversor cc-cc ponte completa efetivo.....	47
3.6.5. O efeito do tempo morto.....	51
3.6.6. Controlador DSP TMS320LF2407 da família C2000.....	53
3.6.7. Análise no domínio da frequência.....	53
3.6.8. Filtros Ativos Passa-Baixas.....	54
3.6.9. Aplicação de dispositivos de controle.....	62
3.7. Testes de desempenho em dinamômetro de bancada.....	64
3.8. Considerações finais.....	65
4. Metodologia.....	66
4.1. Introdução.....	66
4.2. Desenvolvimento do ressonador de volume variável.....	66
4.2.1. Desenvolvimento do sistema mecânico do ressonador de volume variável.....	66
4.2.2. Metodologia experimental e numérica para o controle eletrônico do ressonador.....	72
4.2.2.1. Introdução.....	72
4.2.2.2. Levantamento das curvas de pressão e temperatura.....	75
4.2.2.3. Levantamento da curva do sensor de posição da borboleta.....	79
4.2.2.4. Levantamento da curva do sensor de rotação do eixo virabrequim.....	80
4.2.2.5. Levantamento da curva do Sensor de posição da palheta.....	81
4.2.3. Tratamento de sinais.....	82
4.2.3.1. Tratamento do sinal de pressão.....	83

4.2.3.2.	Tratamento do sinal de temperatura.....	84
4.2.3.3.	Tratamento do sinal de posição da borboleta.....	86
4.2.3.4.	Tratamento do sinal de rotação do virabrequim.....	88
4.2.3.5.	Tratamento do sinal de posição da palheta do ressonador.....	89
4.2.4.	Modelo do sistema de acionamento do ressonador.....	89
4.2.4.1.	Estimação de Parâmetros.....	91
4.2.4.2.	Validação do modelo.....	96
4.2.5.	Projeto do Controlador.....	98
4.3.	Metodologia dos testes em Banco de Fluxo e dinamômetro de bancada.....	106
4.3.1.	Metodologia dos testes em Banco de Fluxo.....	106
4.3.1.1.	Procedimentos para os testes em Banco de Fluxo.....	108
4.3.1.2.	Determinação das dimensões do conduto de admissão de tubo reto.....	109
4.3.1.3.	Influência da abertura e fechamento das válvulas no comportamento da onda de pressão.....	111
4.3.1.4.	Influência do movimento das válvulas e dos pistões na onda de pressão no conduto reto de admissão para o motor funcionando com um cilindro.....	113
4.3.1.5.	Influência da posição do ressonador na onda de pressão no conduto reto de admissão.....	115
4.3.1.6.	Estudo da influência da geometria do ressonador.....	117
4.3.1.7.	Estudo do sistema de admissão completo sem o ressonador.....	118
4.3.1.8.	Estudo da vazão com a inserção do ressonador de volume variável.....	123
4.3.2.	Metodologia experimental dos testes em Dinamômetro de Bancada.....	125
4.3.2.1.	Metodologias utilizadas nos pré-testes realizados no dinamômetro da PUC Minas.....	128
4.3.2.2.	Metodologia utilizada nos testes em dinamômetro elétrico da FPT.....	131
5.	Resultados e análises.....	136
5.1.	Introdução.....	136
5.2.	Testes realizados no Banco de Fluxo.....	136
5.2.1.	Resultados do comportamento da vazão de ar.....	136
5.2.2.	Resultado do comportamento da onda de pressão gerada no conduto de admissão pelo movimento da válvula de admissão (configuração cabeçote).....	138
5.2.3.	Resultados do comportamento da vazão mássica e da onda de pressão considerando a influência do movimento da válvula e do pistão com motor monocilindro.....	140
5.2.4.	Resultados do comportamento da vazão mássica e da onda de pressão considerando a influência do movimento da válvula e do pistão com a presença do ressonador de volume variável.....	142
5.2.5.	Resultados do comportamento da vazão mássica considerando a influência do movimento das quatro válvulas de admissão e do ressonador em um sistema de admissão completo.....	147
5.3.	Testes realizados no dinamômetro de bancada.....	151
5.3.1.	Introdução.....	151
5.3.2.	Testes realizados no dinamômetro da FPT Powertrain Technologies.....	151
5.3.3.	Resultados de Torque, Potência e Consumo Específico em função da variação do volume do ressonador.....	165
5.3.4.	Análise do desempenho do motor em função do volume do ressonador para toda a faixa de operação.....	185

5.3.5.	Considerações finais.....	187
6.	CONCLUSÕES.....	189
7.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	192
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	194
Anexo A1.....		210
	Modelo das tabelas para aquisição de dados.....	210
A.1.	Modelo das tabelas para aquisição de dados no banco de fluxo.....	211
Anexo A2.....		212
A.2.	Modelo das tabelas para aquisição de dados no dinamômetro de bancada	212
Anexo B.....		215
	Modelo da tela de interface do controle eletrônico aplicado ao ressonador de palheta.....	215
	Tela de interface do controle eletrônico do ressonador implementado	216
Apêndice I.....		217
I.1	Análise de incerteza dos dados obtidos no Banco de Fluxo.....	217
I.1.1.	Incerteza para a medição de vazão.....	217
I.1.2.	Incerteza para a medição de pressão.....	217
I.2.	Análise de incerteza dos dados obtidos no dinamômetro da PUC Minas	218
I.2.1.	Incerteza para a medição de força.....	218
I.2.2.	Incerteza para a medição de rotação.....	219
I.2.3.	Incerteza do raio do dinamômetro.....	219
I.2.4.	Incerteza para a medição de torque.....	219
I.2.5.	Incerteza para a medição de potência.....	220
I.2.6.	Incerteza para a medição de consumo específico.....	221
I.3.	Análise de incerteza dos dados obtidos no dinamômetro da FPT.....	223
I.3.1.	Incerteza para a medição de torque.....	224
I.3.2.	Incerteza para a medição de potência.....	224
I.3.3.	Incerteza para a medição de pressão média efetiva.....	225
I.3.4.	Incerteza para a medição do consumo específico de combustível.....	226
Apêndice II.....		
II.1.	Resultados da validação do controle do ressonador eletrônico de volume variável.....	227
II.2.	Respostas do ressonador eletrônico aos experimentos estáticos e dinâmicos no Banco de Fluxo.....	231
Apêndice III.....		
III.	Resultados dos testes realizados no dinamômetro da PUC Minas.....	235

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 3.1	Onda de pressão em função da posição.....	10
FIGURA 3.2	Pressão na admissão versus ângulo de movimento do pistão.....	11
FIGURA 3.3	Esquema de um pulso de pressão inicial e refletido.....	12
FIGURA 3.4	Variação da pressão na porta da válvula de admissão em função do tempo para uma rotação do eixo comando de válvulas de 200 rev/min (Pereira, 2004).....	14
FIGURA 3.5	Variação da pressão na porta da válvula de admissão em função do ângulo do eixo comando de válvula para um ciclo do motor (Pereira, 2004).....	15
FIGURA 3.6	Influência da geometria e do diâmetro da seção reta do conduto de admissão no rendimento volumétrico do motor (Heisler, 1995).....	16
FIGURA 3.7	Influência do comprimento do conduto de admissão no rendimento volumétrico do motor (Heisler, 1995).....	17
FIGURA 3.8	Rendimento volumétrico versus rotação do motor (Heisler, 1995).....	18
FIGURA 3.9	Efeitos do comprimento do conduto na eficiência volumétrica em um motor Jaguar.....	19
FIGURA 3.10	Motor dois cilindros, horizontal, quatro tempos com coletor de admissão adaptado (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999).....	20
FIGURA 3.11	Curva de torque em função dos comprimentos do conduto de admissão (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999).....	20
FIGURA 3.12	Curvas de torque (N_o) e potência (M_o) do motor adaptado para o diversos comprimentos do conduto de admissão (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999).....	21
FIGURA 3.13	Influência do comprimento do coletor na eficiência volumétrica (Paffrath <i>et al</i> , 1999).....	24
FIGURA 3.14	Modelo de um sistema de admissão com comprimento variável (Paffrath <i>et al</i> , 1999).....	24
FIGURA 3.15	Influência do ponto de inserção da borboleta na eficiência volumétrica em novas tecnologias de sistemas de admissão (Paffrath <i>et al</i> , 1999).....	25
FIGURA 3.16	Diagrama P versus V dentro do cilindro demonstra uma minimização das perdas de bombeando com o sistema de admissão sem borboleta (Ashhab <i>et al</i> , 1998).....	27
FIGURA 3.17	Ressonador de Helmholtz.....	28
FIGURA 3.18	Rendimento Volumétrico versus Rotação do Motor (Heywood, 1998).....	30
FIGURA 3.19	Protótipo do conduto de admissão com o ressonador (Selamet <i>et al</i> , 2001).....	32
FIGURA 3.20	Pressão em função do ângulo do virabrequim para uma rotação do motor de 1780 rev/min, (a) posição 92, (b) posição 93 e (c) posição 91 (Selamet <i>et al</i> , 2001).....	33
FIGURA 3.21	Pressão em função do ângulo do virabrequim para uma rotação do motor de 1780 rev/min, (a) posição 81, (b) posição 86 e (c) posição 72 (Selamet <i>et al</i> , 2001).....	34
FIGURA 3.22	Efeito do Ajuste dos Pulsos de Pressão (Ohata <i>et al</i> , 1982).....	38

FIGURA 3.23	Efeito da simetria do conduto nos Pulsos de Pressão (Paffrath <i>et al</i> , 1999).....	40
FIGURA 3.24	Ressonador de volume variável instalado no conduto (Pinto e Pacheco, 2006).....	41
FIGURA 3.25	Resposta do ressonador de volume variável instalado no conduto (Pinto e Pacheco, 2006).....	42
FIGURA 3.26	Parâmetros geométricos da seção avaliada por Hemón <i>et al</i> , 2004.....	42
FIGURA 3.27	Circuito equivalente da máquina cc.....	44
FIGURA 3.28	Modelo mecânico do conjugado de um motor cc conectado a uma carga inercial via um conjunto de engrenagens.....	46
FIGURA 3.29	Conversor cc-cc ponte completa.....	48
FIGURA 3.30	Formas de onda de v_o	49
FIGURA 3.31	Formas de onda de v_o considerando 3 períodos T	50
FIGURA 3.32	Efeito do tempo morto.....	51
FIGURA 3.33	Efeito do tempo morto (gráfico).....	53
FIGURA 3.34	Filtro passa-baixas parâmetros de projeto.....	55
FIGURA 3.35	Circulo de raio rB no plano s	55
FIGURA 3.36	Topologia Sallen-key.....	58
FIGURA 3.37	Estágio de primeira ordem de um filtro passa-baixas.....	60
FIGURA 3.38	Divisor de tensão aplicado à saída de um filtro.....	61
FIGURA 3.39	Controle de ruído semi-ativo para tubos de escapamento (Pacheco, 2006).....	62
FIGURA 3.40	Protótipo de uma borboleta ou uma palheta (Vaculik, 2001).....	63
FIGURA 3.41	Princípio de funcionamento do sistema magnético.....	63
FIGURA 4.1	Modelo do ressonador de pistão.....	67
FIGURA 4.2	Foto do ressonador de pistão com o suporte de fixação.....	68
FIGURA 4.3	Modelo do ressonador de palheta.....	69
FIGURA 4.4	Esquema do ressonador de palheta acoplado ao conduto de admissão do motor.....	70
FIGURA 4.5	Foto da parte superior do ressonador de palheta.....	70
FIGURA 4.6	Foto da parte externa e inferior do ressonador de palheta.....	71
FIGURA 4.7	Modelo do ressonador de palheta com o motor cc incorporado ao sistema de redução.....	72
FIGURA 4.8	Diagrama de blocos do funcionamento do controlador DSP.....	73
FIGURA 4.9	Esquema do sistema de controle com o ressonador de palheta.....	74
FIGURA 4.10	Levantamento dos dados de pressão realizado com o sensor CMD em bancada.....	75
FIGURA 4.11	Resposta estática do sensor de pressão com motor em marcha lenta.....	76
FIGURA 4.12	Resposta estática do sensor de pressão para as demais condições de operação do motor.....	77
FIGURA 4.13	Levantamento dos dados de temperatura realizado com o sensor CMD em bancada.....	78
FIGURA 4.14	Resposta estática do sensor de temperatura.....	78
FIGURA 4.15	Levantamento da curva do sensor de posição da borboleta.....	79
FIGURA 4.16	Resposta estática do sensor de posição da borboleta.....	80
FIGURA 4.17	Resposta estática do sensor CKP.....	81
FIGURA 4.18	Resposta estática do potenciômetro de posição da palheta.....	82
FIGURA 4.19	Diagrama do circuito do filtro.....	84

FIGURA 4.20	Diagrama do circuito do filtro.....	86
FIGURA 4.21	Diagrama do circuito do filtro.....	88
FIGURA 4.22	Representação da contagem de períodos de <i>clock</i> de um sinal em forma de onda quadrada.....	88
FIGURA 4.23	Conjunto de engrenagens do sistema de redução.....	90
FIGURA 4.24	Resultado do ensaio de estimação de Ra	92
FIGURA 4.25	Resultado do ensaio de estimação de Kv	93
FIGURA 4.26	Curva de desaceleração do motor cc.....	94
FIGURA 4.27	Curva de desaceleração sem filtro.....	95
FIGURA 4.28	Curva de desaceleração filtrada.....	96
FIGURA 4.29	Esquema do modelo simplificado do sistema.....	97
FIGURA 4.30	Resposta do modelo validado.....	98
FIGURA 4.31	Diagrama de blocos do sistema em malha fechada.....	99
FIGURA 4.32	Os pólos de malha aberta e o pólo desejado.....	100
FIGURA 4.33	Relação de ângulos do lugar das raízes.....	100
FIGURA 4.34	Segmentos de reta da condição de módulo do lugar das raízes.....	101
FIGURA 4.35	Resposta do sistema para $z = -0,9822$	101
FIGURA 4.36	Posição do zero do sistema em relação ao pólo real.....	102
FIGURA 4.37	Resposta do sistema para $z = -0,0021$	104
FIGURA 4.38	Modelo simplificado do DSP.....	105
FIGURA 4.39	Modelo do DSP implementado.....	105
FIGURA 4.40	Resposta do modelo do sistema em malha fechada ao degrau de entrada.....	106
FIGURA 4.41	Fotografia mostrando uma vista geral do banco de fluxo.....	107
FIGURA 4.42	Esquema geral do banco de fluxo.....	108
FIGURA 4.43	Variação da temperatura em função do tempo na realização de um teste experimental no banco de fluxo.....	109
FIGURA 4.44	Foto da configuração cabeçote acionado pelo motor elétrico (sistema de referência).....	111
FIGURA 4.45	Esquema da bancada considerando apenas a influência das válvulas.....	112
FIGURA 4.46	Esquema da instalação e distribuição dos sensores.....	113
FIGURA 4.47	Foto da configuração motor acionado pelo motor elétrico.....	114
FIGURA 4.48	Esquema da montagem do motor no banco de fluxo.....	114
FIGURA 4.49	Detalhe do acoplamento do motor elétrico ao motor de combustão interna.....	115
FIGURA 4.50	Ressonador de Helmholtz no tubo reto.....	116
FIGURA 4.51	Posicionamento do Ressonador e detalhes do tubo linear de admissão.....	116
FIGURA 4.52	Modelo dos três ressonadores de geometrias diferentes.....	117
FIGURA 4.53	Modelo do coletor de admissão com o cabeçote do motor.....	119
FIGURA 4.54	Desenho da linha de centro da entrada da válvula ao plenum do coletor de admissão e os diâmetro médio em secções equidistantes ao longo do duto.....	120
FIGURA 4.55	Modelo do conduto e a linha de centro da borboleta a mangueira flexível.....	121
FIGURA 4.56	Modelo da mangueira flexível e a linha de centro do conduto ao filtro de ar.....	121
FIGURA 4.57	Modelo do filtro de ar.....	122
FIGURA 4.58	Modelo e a linha média do duto de entrada do filtro de ar.....	122

FIGURA 4.59	Montagem do cabeçote no Banco de Fluxo com o sistema de admissão original.....	123
FIGURA 4.60	Montagem do cabeçote no Banco de Fluxo com o sistema de admissão original e a inserção do ressonador de palheta.....	124
FIGURA 4.61	Posição da instalação do transdutor de pressão no conduto de admissão.....	125
FIGURA 4.62	Motor 1368 cm ³ preparado sobre a estrutura para ser acoplado ao dinamômetro.....	126
FIGURA 4.63	Montagem do motor no dinamômetro hidráulico – PUC Minas...	127
FIGURA 4.64	Montagem do motor no dinamômetro elétrico – FPT.....	127
FIGURA 4.65	Teste na bancada dinamométrica com motor 1.242 cm ³ e ressonador com pescoço de 560 mm de comprimento.....	129
FIGURA 4.66	Teste na bancada dinamométrica com motor 1.242 cm ³ e ressonador com pescoço de 170 mm de comprimento.....	130
FIGURA 4.67	Posicionamento do pescoço do ressonador e do sensor de pressão no conduto de admissão.....	130
FIGURA 4.68	Posicionamento do sensor de pressão no interior do ressonador...	131
FIGURA 4.69	Diagrama de válvula do motor VVT 0.....	132
FIGURA 4.70	Local de inserção do ressonador no conduto de admissão.....	133
FIGURA 4.71	Local de inserção do ressonador no plenum do coletor de admissão.....	134
FIGURA 4.72	Local de inserção do ressonador no plenum do coletor de admissão.....	134
FIGURA 4.73	Montagem do motor com a inserção do ressonador no plenum do coletor de admissão no dinamômetro.....	135
FIGURA 5.1	Comportamento da vazão obtida em Banco de Fluxo em função da rotação do eixo comando de válvulas para os quatro experimentos realizados.....	138
FIGURA 5.2	Variação da pressão com o ângulo do eixo comando de válvulas para uma rotação de 1200 rev/min para a configuração cabeçote	139
FIGURA 5.3	Variação da pressão com o ângulo do eixo comando de válvulas para uma rotação de 1600 rev/min para a configuração cabeçote	139
FIGURA 5.4	Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas para o motor completo com duto reto montado no Banco de Fluxo.....	140
FIGURA 5.5	Comportamento da pressão em função do ângulo do eixo comando de válvulas para uma rotação de 1200 rev/min para a configuração motor.....	141
FIGURA 5.6	Comportamento da pressão em função do ângulo do eixo comando de válvulas para uma rotação de 1600 rev/min para a configuração motor.....	142
FIGURA 5.7	Comportamento da vazão sem e com o ressonador para as quatro posições do conduto de admissão em função da rotação do eixo comando de válvulas.....	143
FIGURA 5.8	Comportamento da vazão sem e com o ressonador para a posição de máxima vazão em função da rotação do eixo comando de válvulas.....	144
FIGURA 5.9	Pressão no interior do ressonador para as rotações de 400, 600 e 1200 rev/min do eixo comando de válvulas.....	145

FIGURA 5.10	Pressão no interior do cilindro para as quatro posições do ressonador e para a configuração motor com duto reto e sem ressonador para a rotação de 1200 rev/min.....	146
FIGURA 5.11	Análise Espectral da Pressão no interior do Cilindro com e sem o ressonador, motor com conduto reto nas quatro posições.....	147
FIGURA 5.12	Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas para a configuração cabeçote com sistema de admissão completo montado no Banco de Fluxo.....	148
FIGURA 5.13	Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas para os cinco volumes do ressonador testados para o sistema de admissão completo.....	149
FIGURA 5.14	Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas para a máxima vazão obtidas para o sistema de Admissão completo sem ressonador e ressonador com volume de 3,53 litros.....	150
FIGURA 5.15	Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas para as diversas geometrias do volume do ressonador para o sistema de admissão completo.....	150
FIGURA 5.16	Torque de referência em função da rotação do motor para toda a faixa de operação (VVT 0).....	152
FIGURA 5.17	Torque em função da rotação do para a configuração original para os motores FIRE 1242 cm ³ e 1368 cm ³	153
FIGURA 5.18	Torque em função da rotação do motor para o ressonador no conduto de admissão.....	154
FIGURA 5.19	Torque em função da rotação do motor para o ressonador no coletor de admissão.....	154
FIGURA 5.20	Potência de referência em função da rotação do motor para toda a faixa de operação.....	155
FIGURA 5.21	Potência em função da rotação do motor para o ressonador no conduto de admissão.....	156
FIGURA 5.22	Potência em função da rotação do motor para o ressonador no coletor de admissão.....	156
FIGURA 5.23	Consumo específico de referência em função da rotação do motor para toda a faixa de operação.....	157
FIGURA 5.24	Consumo específico em função da rotação do motor para o ressonador no conduto de admissão.....	158
FIGURA 5.25	Consumo específico em função da rotação do motor para o ressonador no coletor de admissão.....	159
FIGURA 5.26	Pressão média efetiva em função da rotação do motor para o ressonador no conduto de admissão.....	160
FIGURA 5.27	Pressão média efetiva em função da rotação do motor para o ressonador no coletor de admissão.....	160
FIGURA 5.28	Fator lambda otimizado pelo torque em função da rotação do motor para o ressonador no conduto de admissão.....	161
FIGURA 5.29	Fator lambda otimizado pelo torque em função da rotação do motor para o ressonador no coletor de admissão.....	161
FIGURA 5.30	Temperatura no catalisador em função da rotação do motor.....	162
FIGURA 5.31	Avanço de ignição em função da rotação do motor.....	163
FIGURA 5.32	Pressão no coletor de admissão em função da rotação do motor...	164
FIGURA 5.33	Pressão no coletor de descarga em função da rotação do motor....	164

FIGURA 5.34	Torque em função do volume do ressonador para as duas configurações analisadas com rotação de 2000 rev/min.....	165
FIGURA 5.35	Pressão do sistema sem ressonador em função do tempo.....	166
FIGURA 5.36	Pressão do sistema em função do tempo.....	167
FIGURA 5.37	Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 2000 rev/min em função do tempo – ressonador no coletor com 0,88 litros.....	168
FIGURA 5.38	Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 2000 rev/min em função do tempo – ressonador no conduto com 2,65 litros.....	169
FIGURA 5.39	Potência em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas e uma rotação de 2000 rev/min.....	170
FIGURA 5.40	Consumo específico em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas e uma rotação de 2000 rev/min.....	170
FIGURA 5.41	Torque em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas e uma rotação de 2500 rev/min.....	171
FIGURA 5.42	Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 2500 rev/min em função do tempo – ressonador no coletor com 4,42 litros.....	172
FIGURA 5.43	Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 2500 rev/min em função do tempo – ressonador no conduto com 0,88 litros.....	172
FIGURA 5.44	Potência em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 2500 rev/min.....	173
FIGURA 5.45	Consumo específico em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 2500 rev/min	174
FIGURA 5.46	Torque em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 3000 rev/min.....	174
FIGURA 5.47	Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 3000 rev/min em função do tempo – ressonador no coletor com 1,77 litros.....	175
FIGURA 5.48	Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 3000 rev/min em função do tempo – ressonador no conduto com 2,65 litros.....	176
FIGURA 5.49	Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 3000 rev/min em função do tempo – ressonador no conduto com 3,53 litros.....	176
FIGURA 5.50	Potência em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 3000 rev/min.....	177
FIGURA 5.51	Consumo específico em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 3000 rev/min	178
FIGURA 5.52	Torque em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 3500 rev/min.....	178
FIGURA 5.53	Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 3500 rev/min em função do tempo – ressonador no coletor com 0,88 litros.....	179
FIGURA 5.54	Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 3500 rev/min em função do tempo – ressonador no conduto com 1,77 litros.....	180

FIGURA 5.55	Potência em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 3500 rev/min.....	181
FIGURA 5.56	Consumo específico em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 3500 rev/min	181
FIGURA 5.57	Torque em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 5500 rev/min.....	182
FIGURA 5.58	Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 5500 rev/min em função do tempo – ressonador com 4,42 litros.....	183
FIGURA 5.59	Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 5500 rev/min em função do tempo – ressonador com 2,65 litros.....	183
FIGURA 5.60	Potência em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 5500 rev/min.....	184
FIGURA 5.61	Consumo específico em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 5500 rev/min	185
FIGURA 5.62	Ganho em torque com a inserção do ressonador de volume variável.....	186
FIGURA 5.63	Ganho em potência com a inserção do ressonador de volume variável.....	186
FIGURA 5.64	Ganho em consumo específico com a inserção do ressonador de volume variável.....	187

LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1	Estados possíveis para as chaves do conversor.....	49
TABELA 4.1	Dimensões construtivas do ressonador de pistão.....	67
TABELA 4.2	Volumes relativos ao curso aplicado.....	68
TABELA 4.3	Dimensões construtivas do ressonador de palheta.....	71
TABELA 4.4	Volumes relativos ao ângulo aplicado no ressonador de palheta	71
TABELA 4.5	Dados do ensaio de desaceleração.....	94
TABELA 4.6	Valores comparativos - estabelecido x encontrado.....	103
TABELA 4.7	Frequências de Ressonância para o Conduto, Fechado na Extremidade.....	110
TABELA 4.8	Frequências de Ressonância para o Conduto, Aberto na Extremidade.....	110
TABELA 4.9	Variação da frequência de ressonância.....	119
TABELA 5.1	Características dos testes realizados no Banco de Fluxo.....	137
TABELA 5.2	Variação do volume do ressonador de pistão.....	153

SIMBOLOGIA

- AD - Analógico/Digital
- ADC - Conversor Analógico Digital (analogic digital converter)
- ANP - Agência Nacional do Petróleo
- APMS - Graus antes do ponto morto superior
- A/F - Razão mássica ar-combustível
- b - Coeficiente de Atrito Viscoso
- c - Velocidade de propagação do som no ar
- cc - Corrente Contínua
- CCS - Code Composer Studio
- CI - Ignição por compressão
- CKP - Crank shaft position
- CMD - Conjunto medidor de densidade
- DPMS - Depois do ponto morto superior
- DSP - Processador de Sinal Digital (*Digital Signal Processor*)
- E25 - Gasolina brasileira com a adição de 25% de álcool etílico anidro
- ECU - Unidade de central eletrônica
- EVC - Válvula de descarga fechada, do inglês *exhaust valve closed*
- EVO - Válvula de descarga aberta, do inglês *exhaust valve open*
- f - Força
- FFT - Transformada rápida de Fourier
- FPT - Fiat Powertrain
- FIAT - Do italiano, *Fabbrica Italiana di Automobili Torino*
- FIRE - Do inglês, *Fully Integrated Robotized Engine*
- GNV - Gás natural veicular
- h - altura
- HC – Hidrocarboneto
- HCCI - *Homogeneous Charge Compression Ignition*
- HP - Do inglês, *Horse Power*
- I – Corrente elétrica
- ICE - Ignição por centelha
- ICO - Ignição por compressão
- IVC - Válvula de admissão fechada, do inglês *intake valve closed*

IVO - Válvula de admissão aberta, do inglês *intake valve open*

J - Momento de Inércia

l - Comprimento

L - Indutância Elétrica

LDI - Limite de detonação inferior

m - Conjugado (torque)

M - Massa

MAP - Pressão absoluta no coletor de admissão, do inglês Mainfold absolute pressure

MBT - Máximo torque, ou menor ângulo de avanço para o máximo torque

MCI – Motor de combustão interna

MIPS - Milhões de instruções por segundo

N - Frequência de rotação do motor (rev/min)

NTC - Coeficiente de temperatura negativo

OPEP - Organização dos Países Exportadores do Petróleo

p - Pressão

P - Potência

PD - Proporcional e derivativo

PI – Proporcional Integral

PID - Proporcional, integral e derivativo

PME - Pressão média efetiva

PMI - Ponto morto inferior

PMS - Ponto morto superior

PWM – Pulse width module

r - raio

R - Resistência Elétrica

SFC - Consumo específico de combustível

SI - Ignição por centelha

t - Tempo

T - Temperatura

TPS - Sensor de posição da borboleta, do inglês *throttle position sensor*

V - Tensão - Volts

VVT - *Variable Valve Timing*

Z - Impedância Elétrica ou Acústica

ω - Velocidade angular

WOT - Ângulo de abertura máximo da borboleta, do inglês *wide open throttle*

ΔP - Delta de pressão entre porta da válvula e o conduto de admissão

ρ - massa específica

θ - Posição angular

θ - Ângulo de fase entre pressões

θ_p - Deslocamento angular do pistão (graus)

1. INTRODUÇÃO

1.1. Aspectos Gerais

Devido ao crescimento da indústria automotiva no Brasil e da comercialização de automóveis com motores de combustão interna multicomcombustíveis (sistemas *Flex Fuel*), identificou-se uma necessidade contínua de estudos com relação ao desempenho desses motores. Atualmente estão sendo propostas diversas alternativas de melhoria em seu desempenho, sendo principalmente analisados turbo-compressores, sobre-alimentadores, injeção direta de combustível, comando variável das válvulas, otimização da taxa de compressão e a compactação do conjunto motopropulsor, entre outros, na tentativa de atingir uma otimização do desempenho em regimes de cargas intermediárias. Os motores de combustão interna de baixa cilindrada representam a maioria dos veículos comercializados no Brasil (em torno de 70% dos veículos fabricados pela Fiat Automóveis S/A possuem motores com cilindrada inferior 1400 cm³) sendo suas principais vantagens a combinação de alta potência com baixo consumo de combustível, a um custo comercial.

No mercado atual existem poucos veículos disponíveis que utilizam algum tipo de dispositivo mecânico ou eletrônico de modo a permitir variação da eficiência volumétrica nos condutos de admissão. Contudo, vários conceitos estão sendo testados nos condutos de admissão e comando de válvulas para melhoria do enchimento do cilindro, visando o projeto de novos coletores que maximizem a condução de ar para o interior do cilindro.

Muitas das inovações tecnológicas aplicadas em veículos de competição foram transferidas para a produção seriada, que possui configurações e potências específicas inferiores. Com a possibilidade de aumentar a eficiência volumétrica dos motores de ignição por centelha, foram analisadas modificações nas características geométricas e de operação do coletor de admissão. Considerações a respeito de metodologia de análise, testes experimentais e numéricos e teorias de controle para sistemas dinâmicos são analisadas neste trabalho.

1.2. Estado da Arte

No estudo de eficiência volumétrica de motores de combustão interna podem-se seguir várias metodologias de pesquisa científica para se obter sua maximização. Estas metodologias podem ser aplicadas ao sistema de admissão, às válvulas de admissão e ao sistema de acionamento, ao controle das fases das válvulas e ao sistema de descarga.

Os estudos aplicados ao sistema de admissão podem ser avaliados com ênfase na dinâmica do escoamento, nas trocas de calor ou acústica, ou simplesmente em seus acessórios separadamente, como filtro de ar, condutos e coletores de admissão, borboleta e ressonadores (Paffrath *et al*, 1990).

A partir da década de 1970, vários estudos para melhoramento de sistemas de admissão foram avaliados, envolvendo tanto a redução do nível de ruído quanto a indução de uma maior quantidade mássica de ar (Panton e Miller, 1975 e Brads, 1979). Kinler *et al*, 1980, Monkewitz e Nguyen, 1985, Selamet, 1995, Selamet e Radavich, 1995, Hanriot, 2001, Selamet *et al* 2001, Liu *et al*, 2003, Hémon *et al*, 2004, Oshkai *et al*, 2005, Rodrigues *et al*, 2006, Pereira *et al*, 2007 avaliam respostas dinâmicas de ressonadores inseridos no conduto de admissão por meio de metodologias numéricas e experimentais. Ohata e Ishida, 1982, Fukutani e Watanabe, 1982, Bicen *et al*, 1985, Arcoumanis *et al*, 1987, Winterbone *et al*, 1989 e 1990, Peter e Gosman, 1993, Boretti e Cantori, 1996, Gasparetti *et al*, 1996, Gindele *et al*, 1997, Benajes *et al*, 1997, Bauer *et al*, 1998, Hanriot *et al*, 1999, Pearson *et al*, 1999, Belmabrouk e Michard, 2001, Pereira *et al*, 2003, Rodrigues *et al*, 2006, consideram a dinâmica do escoamento, avaliando as ondas de pressão através de modelos físicos e matemáticos em análise numéricas e experimentais.

Na utilização do controle de acionamento e fase das válvulas para maximizar a eficiência volumétrica, Dresner e Barkan, 1989, Hara *et al*, 2000, Pierik e Burkhard, 2000, Jankovic e Magner, 2001, e Schirm, 2003, apresentaram projetos de diferentes tipos de acionamentos mecânicos. Seguidos pela mesma motivação Urata *et al*, 1993, e Lenz *et al*, 1989, apresentaram sistemas de acionamento mecânico-hidráulico e Cunha *et al*, 2000 estudaram um conceito alternativo de acionamento hidráulico das válvulas. Ashhab *et al*, 1998, avaliaram as melhorias em eficiência do sistema de admissão, torque e redução de emissões com o controle contínuo das válvulas para controle de carga, modelo desenvolvido para uma

operação sem borboleta. Alguns motores de produção da *BMW*, *Porsche*, *Honda* e *Toyota* cumprem esta crescente demanda por mais potência, maior economia de combustível e emissões reduzidas. Poucos veículos disponíveis hoje no mercado brasileiro utilizam algum tipo de acionamento mecânico que permite certa flexibilidade nos tempos de abertura das válvulas de admissão e descarga, optando-se por alterações do diagrama de válvulas.

Avaliações acústicas foram realizadas por Seybert *et al*, 1985, Nishio *et al*, 1991, Dear e Ingard, 1993, Kouston e Lin, 1994, Morel e Costello, 1994, Oliveira, 1998, Higashiyama e Iwamoto, 1999, Doria, 2000, Endo *et al*, 2000, Kim e Lee, 2001, Selamet *et al* 2001. Para o projeto e otimização do sistema de descarga, Shen *et al*, 1997, D'erric *et al*, 2000, Roselló *et al*, 2002, Pinto e Pacheco, 2006, Siqueira *et al*, 2006, utilizam de métodos numéricos e experimentais para maximizar a eficiência do processo de descarga.

Na década de 1970, no Brasil, o álcool etílico aparecia como opção de combustível alternativo para os veículos automotores, sendo realizados, com o apoio do governo por meio do Programa Nacional de Álcool, vários estudos em motores de combustão interna. Já na década de 1980 o gás natural (GNV) também surgiu para minimizar novamente a alta e os efeitos da crise do petróleo no mercado mundial. Diante da diversidade de combustível foi necessário o desenvolvimento da tecnologia para motores flexíveis, sendo o motor capaz de operar adequadamente com mais de um combustível. Estes estudos dos motores multicomcombustíveis se iniciaram para aplicação militar e hoje são uma realidade no mercado brasileiro. A *Volkswagem*, em 2003, lançou o primeiro automóvel flexível no Brasil e em 2004 a *Fiat* e *General Motors* lançaram no mercado brasileiro veículos com esta tecnologia. Para avaliação do desempenho dos motores multicomcombustíveis, Baêta, 2006, apresenta uma metodologia de maximização do desempenho para os diversos combustíveis.

Alguns estudos foram realizados com o intuito de buscar alternativas para a fabricação do mecanismo de variação e controle do volume do ressonador e realização de testes em banco de fluxo e em dinamômetro de bancada. Estes trabalhos são mencionados na revisão bibliográfica. Neste trabalho é projetado, construído e testado um ressonador de volume variável e analisado o seu comportamento em banco de fluxo e dinamômetro de bancada, visando um aumento da eficiência volumétrica em motores de combustão interna.

1.3. Escopo do trabalho

No Capítulo 2 são apresentados os objetivos e a relevância do trabalho. A revisão bibliográfica é apresentada no capítulo 3 e envolve a dinâmica do processo de admissão e trabalhos de pesquisadores, patentes e fabricantes automotivos sobre modelos que analisam a variação do fluxo de ar no conduto de admissão. Envolve testes estacionários e transientes em banco de fluxo e testes dinâmicos de motores em bancada. Apresenta também modelos teóricos de sistemas dinâmicos de escoamento e uma teoria de controle eletrônico aplicada neste projeto. O Capítulo 4 apresenta a metodologia para utilização do aparato experimental, o banco de fluxo, o dinamômetro de bancada, o motor utilizado e o sistema eletrônico de controle. Nesse capítulo também são apresentadas as alterações realizadas no conduto de admissão, os modelos dos ressonadores propostos e as metodologias experimentais e numéricas que foram utilizadas em cada etapa da execução dos procedimentos. O tratamento dos sinais, os modelos do sistema e o projeto do controlador também são apresentados no Capítulo 4.

No capítulo 5 são apresentados os resultados experimentais dos testes realizados no banco de fluxo implementado para as diversas situações, onde são discutidos detalhadamente os dados obtidos e feitas comparações com resultados encontrados na literatura. Os testes experimentais de desempenho em dinamômetro são apresentados para as diversas variações de volume e posição do ressonador, com os demais parâmetros fixos tais como, por exemplo, avanço de ignição e razão ar combustível. O capítulo 6 apresenta as conclusões do trabalho, identificando o projeto e a construção do ressonador e a metodologia com as variáveis mais representativas nos processos de admissão, com ênfase aos ganhos obtidos a partir das operações propostas. As sugestões para trabalhos futuros são apresentadas no capítulo 7, fornecendo outras possibilidades para pesquisas com a utilização dos mesmos aparatos experimentais, obtendo novas informações para o conhecimento dos temas tratados ao longo do trabalho. Em seguida, no capítulo 8 apresentam-se as referências bibliográficas citadas no trabalho.

2. OBJETIVOS E RELEVÂNCIA

2.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo geral desenvolver e construir um ressonador de volume variável e realizar estudos referentes aos fenômenos transientes em sistemas de admissão de motores de combustão interna com a presença desse ressonador, visando uma metodologia para maximização da eficiência volumétrica.

2.2 Objetivos Específicos

O trabalho apresenta os seguintes objetivos específicos:

- Avaliação do comportamento da vazão mássica e da pressão absoluta em um conduto de admissão de um motor de combustão interna em diversas condições de regime de rotação;
- Desenvolvimento de um ressonador de volume variável, mais favorável a dinâmica requisitada pelo motor de combustão interna;
- Projeto e implantação de um sistema de controle eletrônico dinâmico para o ressonador de volume variável;
- Avaliar a possibilidade de obtenção de correlações entre os dados obtidos em bancada de fluxo e dinamômetro de bancada, referente ao comportamento transiente do escoamento de ar em condutos de admissão de motores de combustão interna;
- Análise das curvas de desempenho do motor e pressão no sistema de admissão relacionada aos efeitos da geometria e posicionamento de um ressonador em bancada de teste e em dinamômetro;
- Analisar a influência e as frequências de cada componente do sistema de admissão.

2.3 Relevância do trabalho

A relevância do trabalho está relacionada com a proposta de estudo da frequência de ressonância do sistema de admissão visando o aumento da eficiência volumétrica em motores de combustão interna a partir da inserção de um ressonador de volume variável. O ressonador tem a função de alterar a frequência de ressonância do sistema de admissão. Um dos principais pontos do trabalho refere-se à modificação da frequência de ressonância do sistema de admissão em condições dinâmicas de operação do motor, aumentando a eficiência volumétrica em toda sua faixa de operação. Esse aumento de eficiência volumétrica é obtido com a sintonia das respostas de frequências dos sistemas fixos (condutos, filtro e coletor de admissão) com os sistemas móveis (válvula, pistão, borboleta e ressonador). O trabalho também é relevante no desenvolvimento de métodos e tecnologias aplicadas à maximização do rendimento volumétrico em motores de combustão interna.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. Introdução

O sistema de admissão e a flexibilidade no movimento das válvulas interferem na dinâmica da mistura admitida pelo cilindro, pois qualquer alteração em um ou mais mecanismos afetam o desempenho do motor e a emissão de poluentes. A eficiência dos motores de combustão interna depende largamente do aproveitamento dos fenômenos inerciais e transientes que ocorrem nos sistemas de admissão e descarga. A função do sistema de admissão em motores de combustão interna é a de conduzir o ar atmosférico até os cilindros, distribuindo uniformemente o fluxo de massa de ar admitida entre eles. Uma das funções do sistema de descarga é a de conduzir os gases gerados pela combustão para a atmosfera.

A maximização das condições de trabalho dos motores de combustão interna passa necessariamente por uma análise das diversas variáveis envolvidas no processo. Os sistemas de admissão e descarga possuem dimensionamento e configurações geométricas diferenciadas de acordo com suas finalidades, onde pode ser privilegiado no projeto o consumo de combustível, a potência ou, por exemplo, o rendimento volumétrico e o torque a baixas rotações (Hanriot, 2001).

As análises dos sistemas de admissão podem ser realizadas nos componentes em conjunto ou separados, considerando o filtro de ar, o coletor, câmaras intermediárias, condutos de ar e válvula de admissão. Paffrath *et al* (1999) afirmam que as interações dentro do sistema completo, relativo à dinâmica dos gases, acústica e outros aspectos, são consideradas na fase de desenvolvimento.

Para a fase de desenvolvimento dos sistemas de admissão são levados em consideração também outros sistemas do motor que influenciam na dinâmica da admissão, como o pistão e as válvulas, que se movem periodicamente e atuam como fontes de excitação sobre o sistema de admissão. Esta interação mútua afeta a condição de escoamento transiente gerada na porta da válvula e, conseqüentemente, todo o processo de admissão do gás.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Em motores de produção com ignição por centelha e injeção eletrônica, a carga do motor é controlada pela borboleta no conduto de admissão, onde o gás escoando nos condutos de admissão pode ser considerado ar atmosférico, exceto numa pequena seção próxima à porta da válvula, onde o combustível é injetado. Portanto pode-se dizer que além da admissão de ar, os condutos possuem também as funções de maximizar o rendimento volumétrico dos motores, minimizar perdas de pressão ao longo do escoamento do ar e distribuir uniformemente o fluxo de massa de ar entre os cilindros. A última função impõe que o ar atmosférico admitido deve escoar através de sistemas geométricos similares até atingir o cilindro. É de se esperar, portanto, que a geometria do coletor de admissão seja projetada de acordo com as características do motor. Isto significa dizer que o comprimento e o diâmetro do coletor e, eventualmente, câmaras intermediárias, representam um papel fundamental no correto projeto de tais sistemas, levando-se em conta os complexos efeitos de escoamento pulsante com variações temporal e espacial (Hanriot, 2001).

Pode-se explorar a natureza transiente do fluxo em condutos de admissão em motores de combustão interna para aumentar eficiência volumétrica (Pearson e Winterbone, 1990; Paffrath *et al*, 1999; Pereira, 2004; Rodríguez, 2006). O ajuste ótimo da posição dos eixos de comando de válvulas nas fases de admissão e descarga e coletores bem dimensionados são de fundamental importância na resposta do motor e no seu desempenho.

Neste capítulo é apresentada uma revisão bibliográfica, onde são relatadas as explicações dos fenômenos físicos envolvidos, os trabalhos que apresentam o estado da arte sobre o assunto, os conceitos de controle moderno e também os equipamentos para a realização dos experimentos.

3.2. Dinâmica do escoamento nos condutos de admissão

O principal fenômeno a ser estudado é a inércia do gás em seu movimento transiente, onde o ar no interior do conduto possui energia cinética. Este “conteúdo energético” de ar, se oportunamente aproveitado, pode determinar uma compressão no interior do cilindro exatamente no momento em que a válvula de admissão se fecha. É criada assim uma fonte de “sobre-alimentação natural” devido à inércia do gás. O rendimento volumétrico η_v está relacionado com a capacidade que o motor de quatro tempos possui em admitir ar atmosférico, sendo um parâmetro de medida da eficiência nos processo de admissão do ar. É

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

definido como sendo a vazão mássica de ar no conduto de admissão pela taxa que o volume de ar é deslocado pelo pistão (Heywood, 1988):

$$\eta_V = \frac{2 \dot{m}}{\rho_a V_d N} \quad (3.1)$$

sendo:

V_d : o volume deslocado pelo pistão (entre PMI e PMS) (m^3);

N : rotação do motor (eixo da árvore de manivelas) (rev/s);

ρ_a : a massa específica do ar admitido na temperatura de referência (kg/m^3);

\dot{m} : a vazão mássica através do conduto de admissão (kg/s).

Um outro fator importante na determinação dos efeitos inerciais em um motor é chamado de “*fator de efeitos de inércia*”, K_i . É definido por:

$$K_i = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_o} \quad (3.2)$$

sendo:

\dot{m} : a vazão mássica do sistema com o conduto de admissão;

\dot{m}_o : a vazão mássica sem o conduto de admissão.

O efeito de pulsação do gás foi analisado por diversos pesquisadores, Morse *et al* (1938) foram dos primeiros a mostrar a influência dos efeitos da produção de pulsos de pressão nos condutos de admissão ocasionados pelo movimento alternativo das válvulas de admissão. Evidenciaram que o aproveitamento de tais flutuações de pressão pode ser usado para o aumento do rendimento volumétrico dos motores. As grandes variações de volume no cilindro devido ao movimento do pistão produzem perturbações que, durante a abertura e fechamento das válvulas de admissão e descarga, se propagam como ondas de rarefação e compressão ao longo do conduto.

Ocorrendo o movimento da válvula, cria-se uma compressão na camada de gás vizinha à válvula, que fica com a pressão ligeiramente maior que a seguinte, expandindo-se contra a mesma. A camada vizinha, então, ficará mais comprimida que a adjacente, comprimindo-a, e assim por diante. Este processo de compressões e expansões sucessivas leva um tempo finito, e, portanto, a resposta da aplicação de uma perturbação de pressão (onda de pressão) propaga-

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

se com uma velocidade finita denominada “velocidade de propagação da perturbação da pressão”, igual a velocidade do som. Figura 3.1.

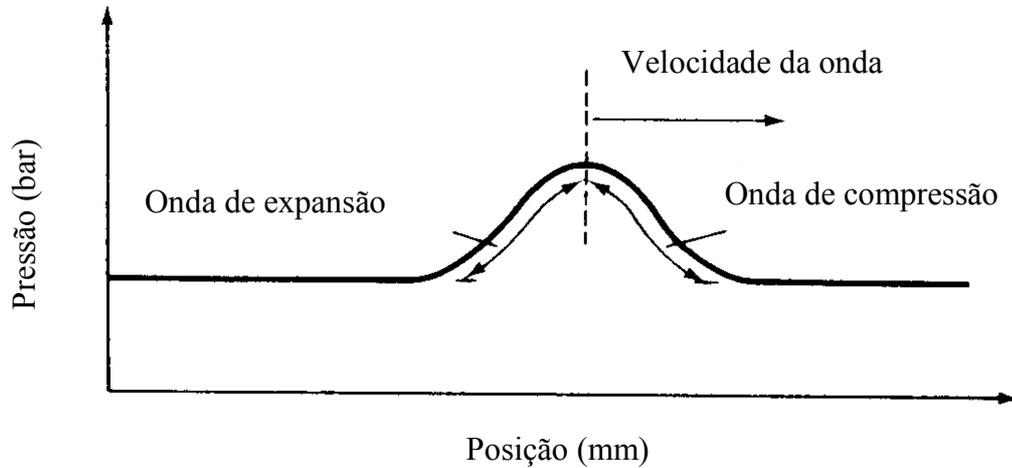


FIGURA 3.1 – Onda de pressão em função da posição

A resposta dinâmica do gás contido no conduto de admissão à excitação periódica produzida pelo conjunto pistão-válvula e o correto aproveitamento desses fenômenos transientes foram estudados por uma série de autores (Winterbone *et al*, 1989; Gindele *et al*, 1997; Ohata e Ishida, 1982). A descrição física dos fenômenos transientes de pressão é bem explicada por Benajes *et al* (1997). Segundo esse autor, os fenômenos oscilatórios de pressão podem ser considerados supondo, inicialmente, que não ocorra a reflexão dos pulsos de pressão em direção ao cilindro. Conceitualmente, um conduto reto infinito de admissão satisfaz esta condição. Neste caso ideal, as perturbações de pressão dependem unicamente do movimento do conjunto pistão-válvula.

Pearson e Winterbone (1990) avaliam a eficiência volumétrica de um motor de combustão interna com diversas configurações do coletor de admissão. Técnicas de simulações são descritas baseadas em equações lineares de conservação unidimensionais para parâmetros de projeto. Comparações de medições experimentais e simulações numéricas são apresentadas em função das curvas de eficiência volumétrica. Os resultados ilustram os benefícios a serem obtidos com a variação da geometria do sistema de admissão.

O movimento do pistão da parte superior do cilindro (PMS) em direção a parte inferior do cilindro (PMI) produz uma redução da pressão no interior do cilindro, em relação ao nível de pressão no conduto de admissão. Esta perturbação de pressão propaga-se do cilindro pelo

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

sistema de admissão, em direção à atmosfera. Se esta evolução na perturbação da pressão fosse monitorada, o resultado seria similar àquele mostrado na Figura 3.2 (Benajes *et al*, 1997).

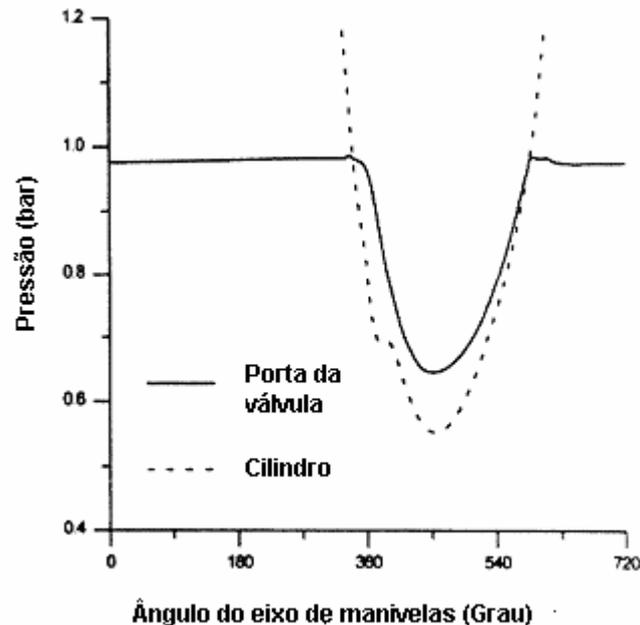


FIGURA 3.2 - Pressão na admissão versus ângulo de movimento do pistão

No caso de um conduto de admissão com dimensões reais, o pulso de rarefação originado no cilindro encontra algum ponto no conduto onde é refletido em direção ao cilindro. Este local onde o pulso de pressão é refletido é de particular interesse para o projeto da geometria dos condutos de admissão. Dentre outros pontos, as extremidades do conduto, junções e eventualmente câmaras intermediárias são exemplos típicos de locais de reflexão da onda. Nessas situações, a forma do pulso de pressão e seu desenvolvimento ao longo do conduto de admissão são bem mais complexos que aquela apresentada na Figura 3.2. Observa-se que pulsos de pressão refletidos são superpostos a pulsos de pressão incidentes (Hanriot, 2001).

Payri *et al* (1995) mostraram que a pressão no conduto pode ser decomposta em dois componentes: o pulso primitivo e o refletido. Seguindo este modelo, a Figura 3.3 mostra o esquema da evolução do pulso de pressão originado na porta da válvula em um caso simples de um motor mono-cilindro com um tubo de admissão. O pulso de pressão original (onda de rarefação) produzido pelo conjunto pistão-válvula e o pulso refletido estão presentes simultaneamente na porta da válvula, e sua composição dá origem a um sobre-pulso de pressão (*over-pressure pulse*) durante o fechamento da válvula de admissão.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

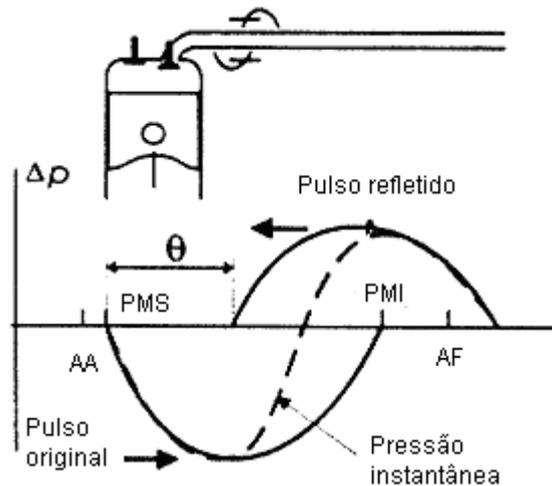


FIGURA 3.3 - Esquema de um pulso de pressão inicial e refletido

O pulso de rarefação original mostrado na Figura 3.3 é uma simplificação do pulso real, pois se considera que sua duração é de 180° do ângulo do eixo de manivela, iniciando no PMS. Uma suposição adicional, empregada por Benajes *et al.* (1997), é que a composição do pulso de pressão é linear. Além disso, se a propagação do pulso é considerada sem atrito, o pulso refletido mantém o perfil e amplitude originais. O sobre-pulso de pressão será refletido na válvula e novamente se propaga em direção à atmosfera, onde sofre o mesmo processo.

A forma dos pulsos depende basicamente da posição de fechamento da válvula de admissão e de sua reflexão, sendo sua amplitude reduzida em cada reflexão (Hanriot, 2001). O tempo em que cada pulso refletido retorna à porta da válvula é caracterizado por um ângulo de fase θ , relacionado entre pontos análogos dos pulsos refletidos e os pulsos primitivos. O valor de θ depende basicamente da velocidade de propagação do pulso, do comprimento do tubo e da velocidade de rotação do motor. Em um motor mono-cilíndrico, o ajuste do conduto de admissão se baseia na determinação de um valor de θ ótimo, em conjunto com uma amplitude conveniente.

Em uma consideração mais simples, pode-se dizer que o ângulo de fase θ pode ser obtido utilizando-se uma relação entre o intervalo de tempo que o pulso de pressão leva para propagar-se da válvula até a entrada do conduto de admissão e retornar. O tempo gasto é dado por:

$$t = \frac{2L}{c} \quad (3.3)$$

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

onde:

c : velocidade do som no ar (m/s);

L : distância que o pulso se propaga de uma fronteira à outra (comprimento do tubo de admissão) (m);

t : tempo que o pulso gasta para propagar-se da porta da válvula à entrada do conduto e retornar (s).

O deslocamento angular do pistão durante o mesmo intervalo de tempo é dado por (Heisler, 1995):

$$\theta_p = \frac{(360N)(2L)}{60c} \quad (3.4)$$

onde:

N : rotação do motor (rev/min);

θ_p : deslocamento angular do pistão (graus).

Enquanto o gás possui uma velocidade em direção ao cilindro, a onda de rarefação produzida se move em direção oposta ao sentido do escoamento do gás. Tal variação de pressão se apresenta como uma oscilação de pressão de alguma região da massa gasosa. A velocidade com que esta onda se move é a do som, que para o ar é da ordem de 340 m/s; muito superior, portanto, à velocidade do gás no conduto, que pode atingir valores em torno de 90 m/s (Heisler, 1995).

Logo, o gás se move a aproximadamente 90 m/s em direção ao cilindro, enquanto a onda de rarefação se movimentava a 340 m/s, distanciando-se do cilindro. Quando chega à parte oposta do conduto, a onda de rarefação (depressão) se torna uma onda de compressão (Hanriot, 2001); a perturbação se propaga agora em direção ao cilindro (sentido do escoamento do gás), sob a forma de onda de compressão. Desta forma, uma porção do gás se aproxima do cilindro na forma de sucessivas e rápidas ondas de pressão. Quando a válvula de admissão se abre, cria-se uma onda que se propaga à velocidade do som no sentido oposto ao cilindro e posteriormente em direção ao mesmo. Se o comprimento do conduto ou o regime de rotação são tais que a onda de compressão chega exatamente quando a válvula se fecha, tem-se o máximo rendimento volumétrico, como mostra na (Figura 3.4)

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A onda gerada na abertura da válvula de admissão é chamada de pulso de pressão negativo (onda de rarefação), enquanto que a onda refletida que viaja em direção à porta da válvula é denominada onda de compressão. A diferença de pressão resultante entre o pulso gerado e o refletido determina a pressão efetiva que se traduz em um aumento do rendimento volumétrico do motor (Hanriot, 2001).

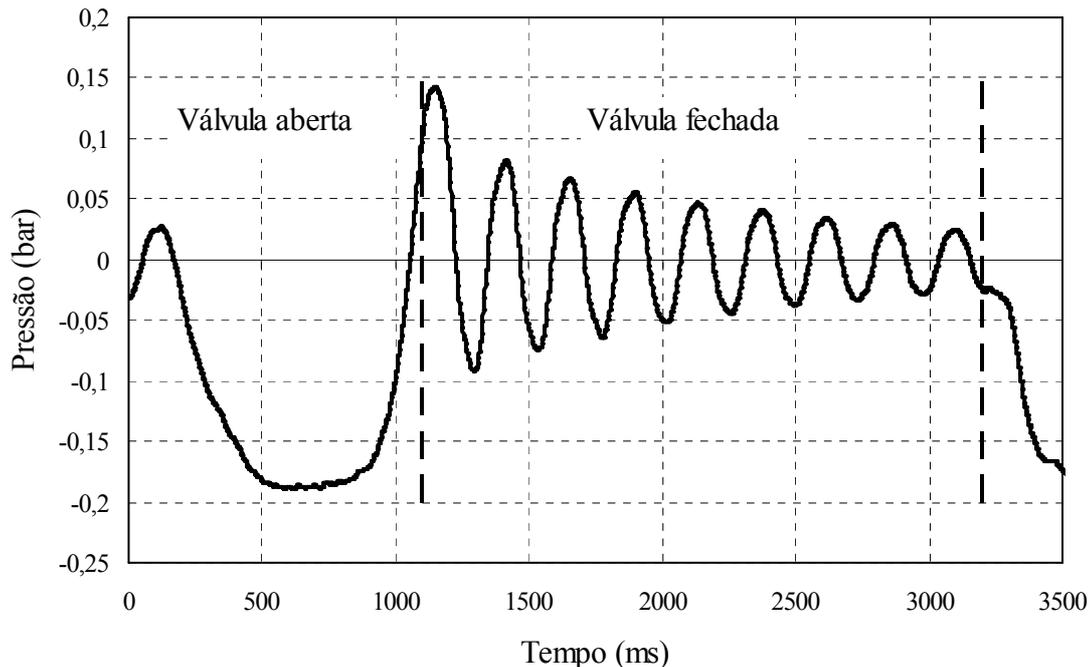


FIGURA 3.4 - Variação da pressão na porta da válvula de admissão em função do tempo para uma rotação do eixo comando de válvulas de 200 rev/min (Pereira, 2004)

Pode-se concluir que o ajuste entre os vários componentes de um sistema de admissão traz benefícios ao rendimento volumétrico dos motores, em particular quando pulsos de pressão positivos (ondas de compressão) chegam na porta da válvula, no momento do fechamento da válvula de admissão. Isto foi mostrado por Ohata e Ishida (1982), que modelaram os efeitos da pressão na porta da entrada da válvula e sua influência no rendimento volumétrico considerando a existência de pulsos de pressão no conduto de admissão.

Na situação em que a válvula se fecha na presença de depressão, a massa de ar que entra no cilindro diminui, reduzindo o rendimento volumétrico (e como consequência os valores de pressão média efetiva e torque). Deve-se observar que as pulsações estão presentes continuamente, e em todos os regimes de rotação. Entretanto, somente em determinados

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

regimes de rotação a massa de ar que entra no cilindro é máxima (quando do fechamento da válvula de admissão).

A Figura 3.5 mostra a variação da pressão na porta da válvula ao longo do tempo para duas revoluções do eixo comando de válvulas, para um motor mono-cilindro com um conduto reto de admissão de 2 metros de comprimento, com ângulo de permanência da válvula de admissão de $102,5^\circ$, a uma velocidade de rotação do eixo de manivela de 800 rev/min (Pereira, 2004). Pode ser observada a atenuação da propagação dos pulsos de pressão quando a válvula de admissão encontra-se fechada. A atenuação está relacionada basicamente com o comprimento do tubo, a rotação do eixo comando de válvulas, o diâmetro e o número de Reynolds (Hanriot, 2001).



FIGURA 3.5 - Variação da pressão na porta da válvula de admissão em função do ângulo do eixo comando de válvula para um ciclo do motor (Pereira, 2004)

Em projetos de condutos de admissão, a geometria e a escolha da área da seção que produza o mínimo de perdas são de fundamental importância. Portanto, deve existir um compromisso entre o diâmetro do conduto e a rotação do motor, como mostra na Figura 3.6, particularmente sob rotações reduzidas, em que baixas velocidades de admissão podem causar uma mistura pobre e altas velocidades podem reduzir o rendimento volumétrico do motor.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

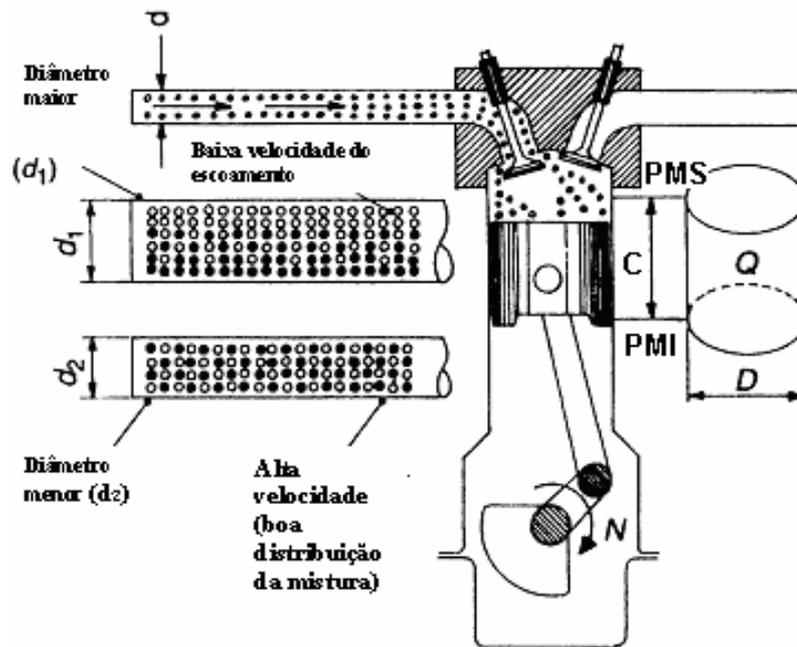


FIGURA 3.6 – Influência da geometria e do diâmetro da seção reta do conduto de admissão no rendimento volumétrico do motor (Heisler, 1995)

Heisler (1995), a partir de testes experimentais, afirma que o valor mínimo na velocidade de admissão do ar gira em torno de 14 m/s e a máxima em torno de 75 m/s. Altas velocidades na admissão podem causar uma diminuição da massa específica do ar admitido com conseqüente diminuição do rendimento volumétrico.

Outro fenômeno que ocorre a partir da pressão produzida pelo choque da massa de ar contra a superfície do pistão, depende do atraso no fechamento da válvula de admissão depois do PMI, na fase de compressão. Este atraso tem por objetivo utilizar a inércia da mistura de ar fresco movendo-se em direção à porta da válvula de admissão. Isto proporciona um tempo maior de entrada do ar no interior do cilindro, aumentando a densidade de ar no interior do mesmo, com um conseqüente aumento do rendimento volumétrico. O efeito causado por esse fenômeno é conhecido como “efeito RAM”. A densidade do ar e a massa de ar no interior do cilindro, podem aumentar a ponto de anular os efeitos negativos das perdas de pressão e levar o rendimento volumétrico a valores elevados. É por esse motivo que se costuma chamar o rendimento volumétrico de coeficiente de reenchimento. Entretanto, em baixas velocidades, o movimento do pistão em sua fase de compressão em direção ao PMS pode empurrar a mistura de ar e combustível de volta ao conduto de admissão, reduzindo consideravelmente o rendimento volumétrico.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

As flutuações da energia cinética na coluna de massa de ar admitido na porta da válvula, causada pela abertura e fechamento periódicos da válvula de admissão, podem ser aproveitadas para melhorar o rendimento volumétrico dos motores pelo já comentado “efeito RAM”. Um outro parâmetro geométrico que influencia no rendimento volumétrico é o comprimento do conduto de admissão, como mostra a Figura 3.7.

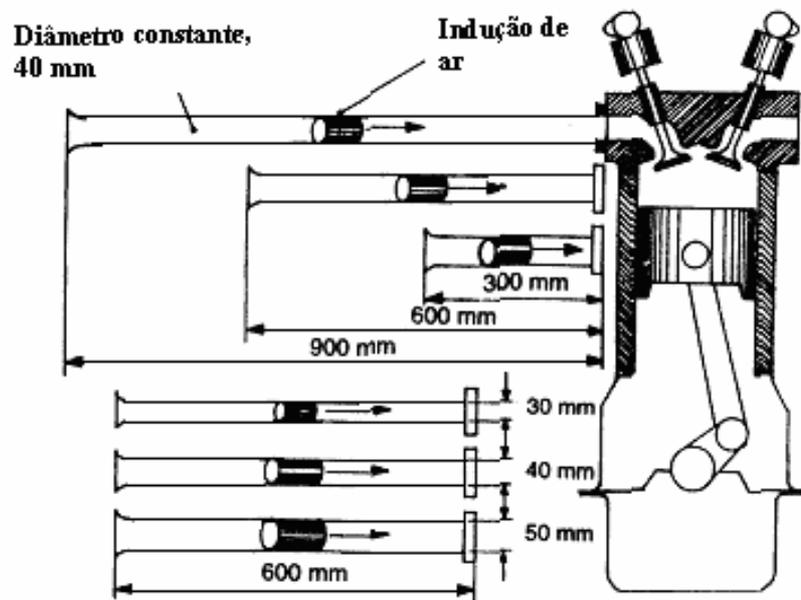


FIGURA 3.7 – influência do comprimento do conduto de admissão no rendimento volumétrico do motor (Heisler, 1995)

A Figura 3.8 ilustra o compromisso existente entre o comprimento do conduto e o rendimento volumétrico obtido sob vários regimes de rotação de um motor de 6 cilindros com 3,5 litros. Pode-se observar que para motores sem conduto de admissão, ocorre uma brusca diminuição do rendimento volumétrico em função da rotação, enquanto nos motores com condutos de admissão com comprimentos maiores tendem a apresentar um rendimento volumétrico mais elevado (Heisler, 1995).

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

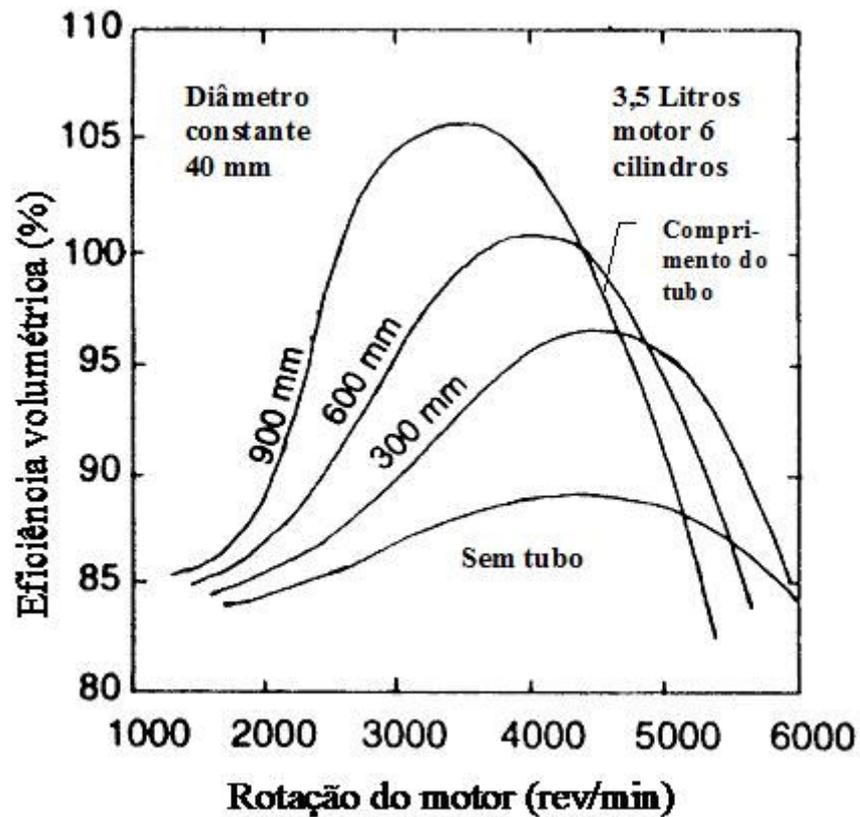


FIGURA 3.8 – Rendimento volumétrico versus rotação do motor (Heisler, 1995)

A Figura 3.9 também apresenta um gráfico de rendimento volumétrico em função da rotação para o sistema de admissão com vários comprimentos de conduto e sem o conduto, mostrando que para cada rotação possui um comprimento de conduto ideal, sintonizando com a frequência dos demais componentes do sistema de admissão, estudo esse aplicado em um motor *D Type da Jaguar*.

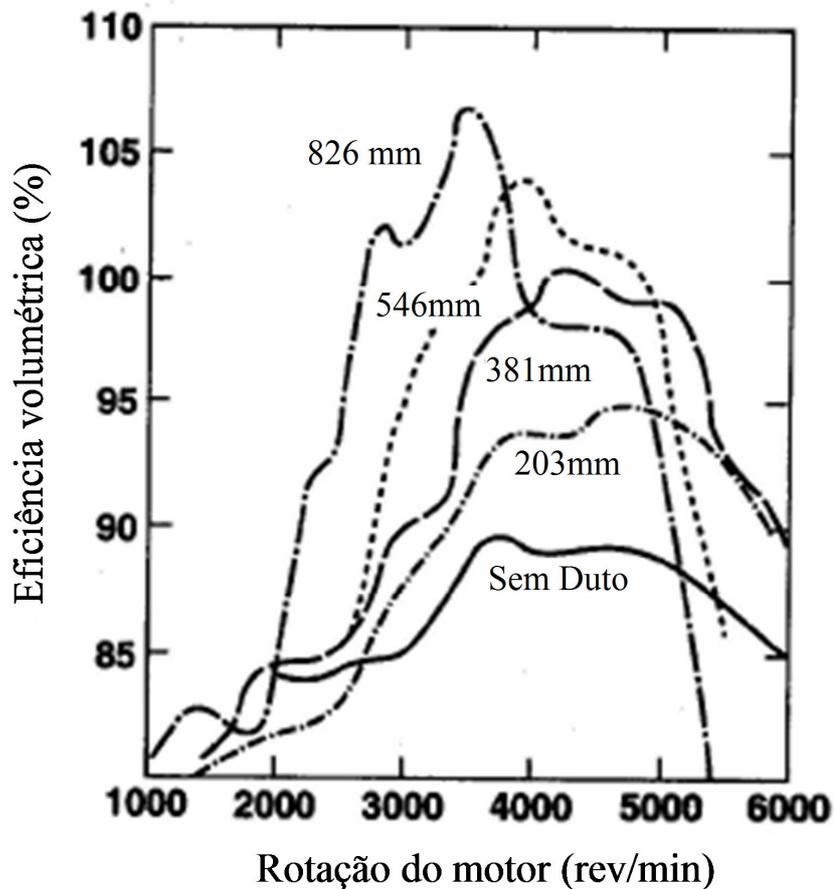


FIGURA 3.9 – Efeitos do comprimento do conduto na eficiência volumétrica em um motor Jaguar

Nowakowski e Sobieszczanski (1999) adaptaram em um motor de 1400 cm^3 um sistema de conduto de admissão variável, onde o comprimento do conduto poderia variar de 220 a 1060 mm, onde foram realizados experimentos em dinamômetro e um estudo de modelos físicos e matemáticos para maximização do enchimento do cilindro.

A Figura 3.10 mostra o motor de combustão interna de dois cilindros com configuração horizontal, com coletor de admissão adaptado por Nowakowski e Sobieszczanski, 1999. A análise da variação do torque máximo em função do comprimento do conduto de admissão avaliado foi apresentada na Figura 3.11.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

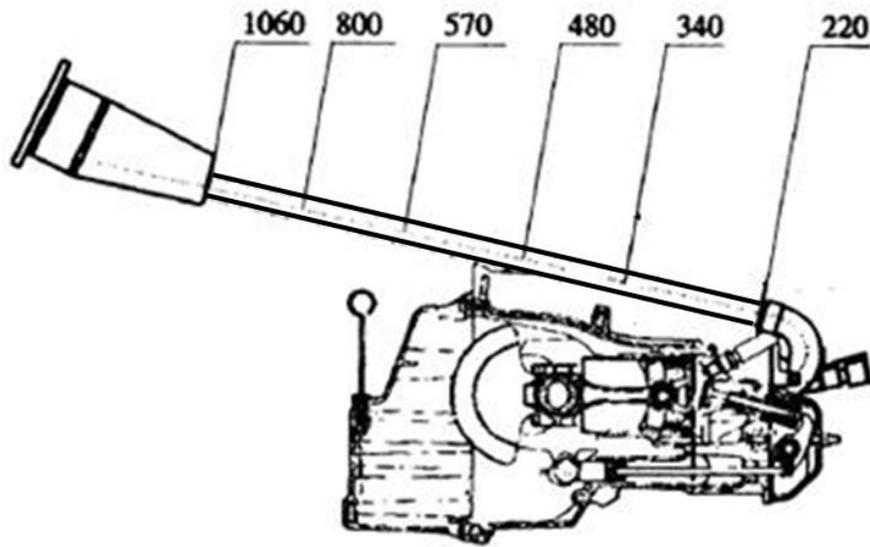


FIGURA 3.10 – Motor dois cilindros, horizontal, quatro tempos com coletor de admissão adaptado (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999)

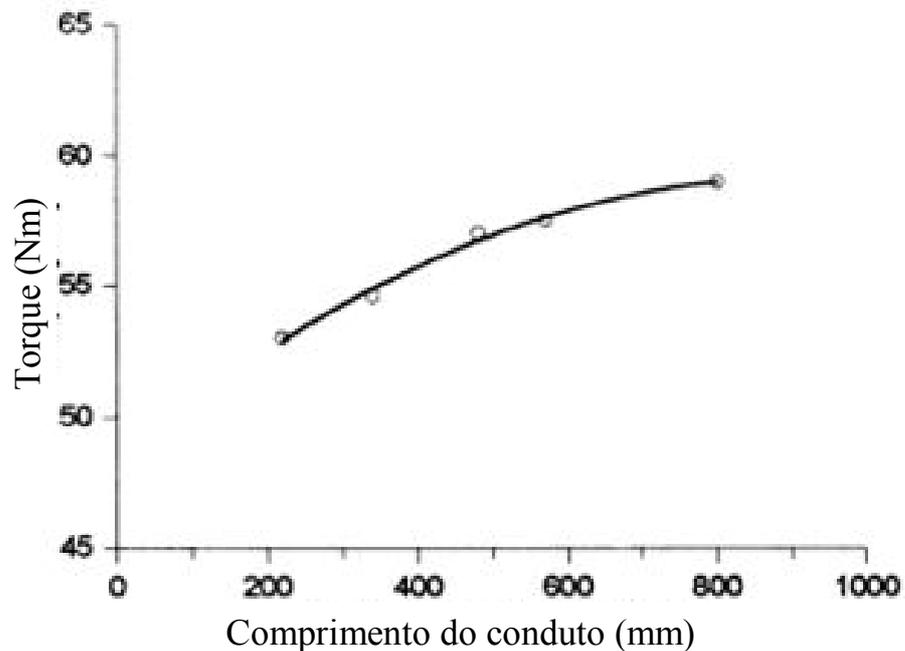


FIGURA 3.11 – Curva de torque em função dos comprimentos do conduto de admissão (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999)

A Figura 3.12 mostra as curvas de desempenho obtidas para os vários comprimentos apresentados na Figura 3.10, as curvas de potência e torque para os comprimentos de 220 mm, 340 mm, 480 mm, 570 mm, 800 mm e 1060 mm são apresentadas, no experimento ainda foram monitoradas a rotação, o torque do dinamômetro, a temperatura e pressão no

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

coletor, a temperatura do sistema de arrefecimento, a lubrificação e a concentração de CO nos gases de combustão.

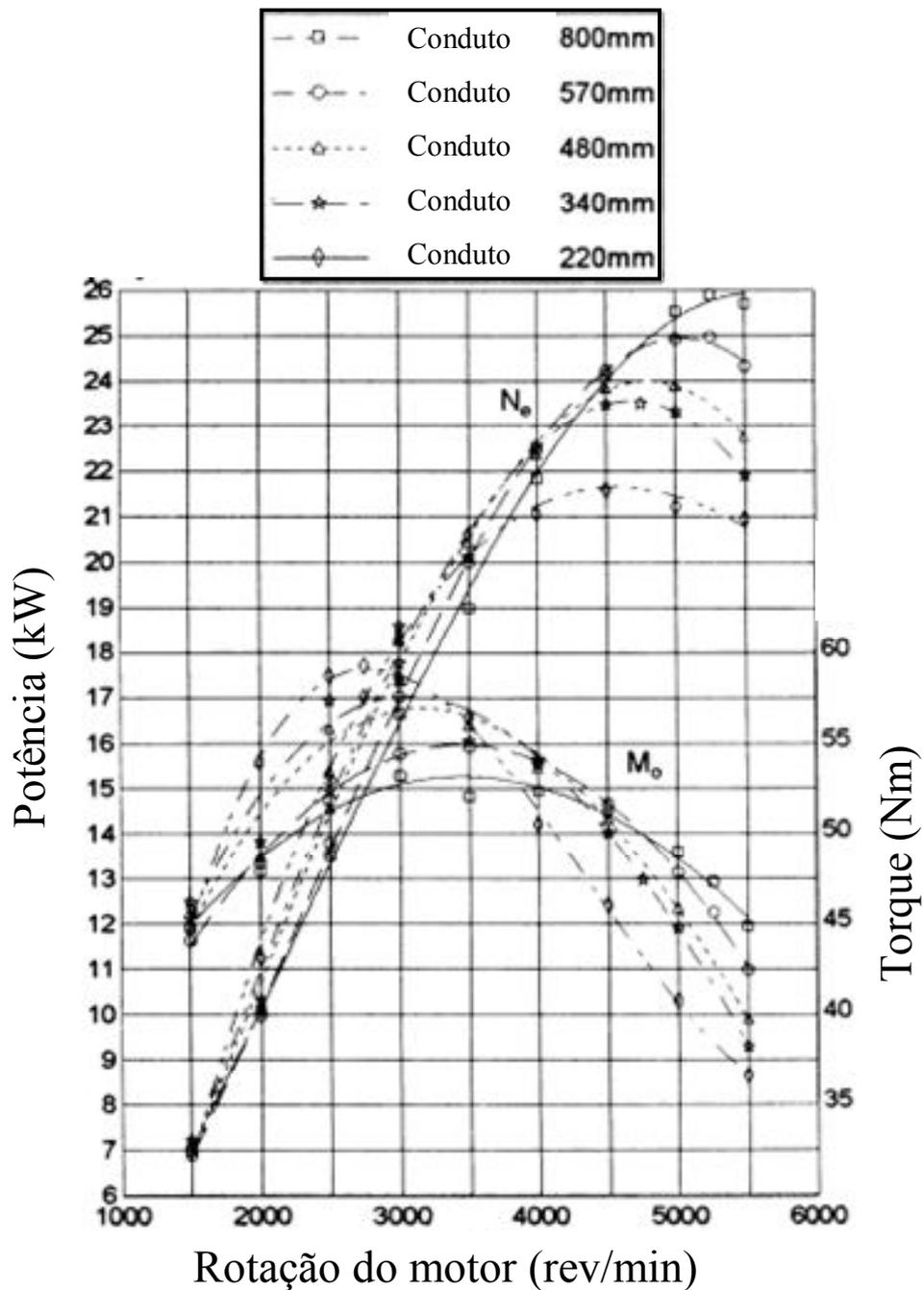


FIGURA 3.12 – Curvas de torque (N_o) e potência (M_o) do motor adaptado para o diversos comprimentos do conduto de admissão (Nowakowski e Sobieszczanski, 1999)

Um parâmetro importante que está intimamente ligado ao comprimento do tubo de admissão é denominado parâmetro de frequência q , definido como sendo a razão entre a frequência do tubo de admissão (frequência natural do tubo quando a válvula de admissão está fechada) e a

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

freqüência da válvula (metade da freqüência de rotação do eixo de manivelas). Desta forma tem-se:

$$q = \frac{f_{\text{sistema}}}{f_{\text{válvula}}} \quad (3.5)$$

Morse (1938) mostra que quando ocorre a ressonância do tubo no terceiro, quarto e quinto harmônicos da freqüência da válvula, isto é, quando $q = 3, 4$ e 5 , há um aumento da pressão média efetiva e, conseqüentemente, da eficiência volumétrica. Este parâmetro é importante na medida em que fornece uma relação de maximização do projeto de motores, uma vez que motores que apresentam valores mais elevados de pressão média efetiva conseguem uma potência motriz mais elevada que similares que apresentem um valor de pressão média efetiva reduzida.

Benajes (1997) mostra um modelo para o sistema de admissão, quatro tubos primários, uma câmara intermediária e um tubo secundário. O sistema para esta configuração pode ser reduzido a uma equação, dada por:

$$4 \tan \frac{w.L_1}{c} = \frac{A_2}{A_1} \cot \frac{w.L_2}{c} - \frac{w.V}{a.A_1} \quad (3.6)$$

onde:

w : freqüência angular (rad/s);

c : velocidade de som (m/s);

L_1 : comprimento primário (m);

L_2 : comprimento secundário (m);

A_1 : área de seção transversal do tubo primário (m²);

A_2 : área de seção transversal do tubo secundário (m²);

V : volume da câmara intermediária entre tubos primários e secundários (m³).

A solução de freqüência angular desta equação não é explícita e pode ser obtida por um cálculo iterativo que introduz os valores das dimensões do sistema. O valor numérico de w representa a freqüência natural do sistema. Hanriot e Batista, 2007, utilizam-se desta análise para o cálculo da freqüência natural de um sistema com dois dutos e uma junção. Uma

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

interpretação semelhante foi determinada por Ohata e Ishita (1982). No caso mais geral de um sistema de admissão com Z_1 tubos primários e Z_2 tubos secundários, a equação é dada por:

$$Z_1 \tan \frac{w.L_1}{c} = Z_2 \frac{A_2}{A_1} \cot \frac{w.L_2}{c} - \frac{w.V}{a.A_1} \quad (3.7)$$

onde:

Z_1 : número de tubos primários (antes da junção);

Z_2 : número de tubos secundários (depois da junção).

Outro fator importante para avaliação do escoamento é a energia cinética do fluido no conduto, que está relacionada às variáveis geométricas e de funcionamento. A energia cinética da massa de ar que entra no cilindro está relacionada com o comprimento e seção transversal do conduto de admissão conforme a seguinte proporcionalidade (Bocchi, 1988):

$$E_c \propto \frac{L}{D^2} \quad (3.8)$$

onde:

E_c : energia cinética do ar no conduto (N.m);

L : comprimento do conduto (m);

D : diâmetro do conduto (m).

O efeito RAM é, portanto, proporcional ao comprimento do conduto e inversamente proporcional à área da seção transversal. Logo, se o objetivo é conseguir um forte efeito inercial, deve-se produzir um conduto longo e de seção reduzida (deve-se, entretanto, observar que condutos longos levam a perdas de pressão maiores que podem prevalecer sobre os efeitos inerciais).

Uma alternativa para sintonizar a frequência do sistema de admissão com a frequência do motor é com a adoção de conduto de admissão variável. A Figura 3.13 apresenta um gráfico comparativo entre um conduto longo e um conduto curto, sendo apresentado em função da rotação do motor e a eficiência volumétrica do sistema. O sistema de admissão variável também é empregado para impulsionar os pontos de baixo torque e proporcionar uma melhora no consumo de combustível ou na potência em altas velocidades (Paffrath *et al*, 1999).

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

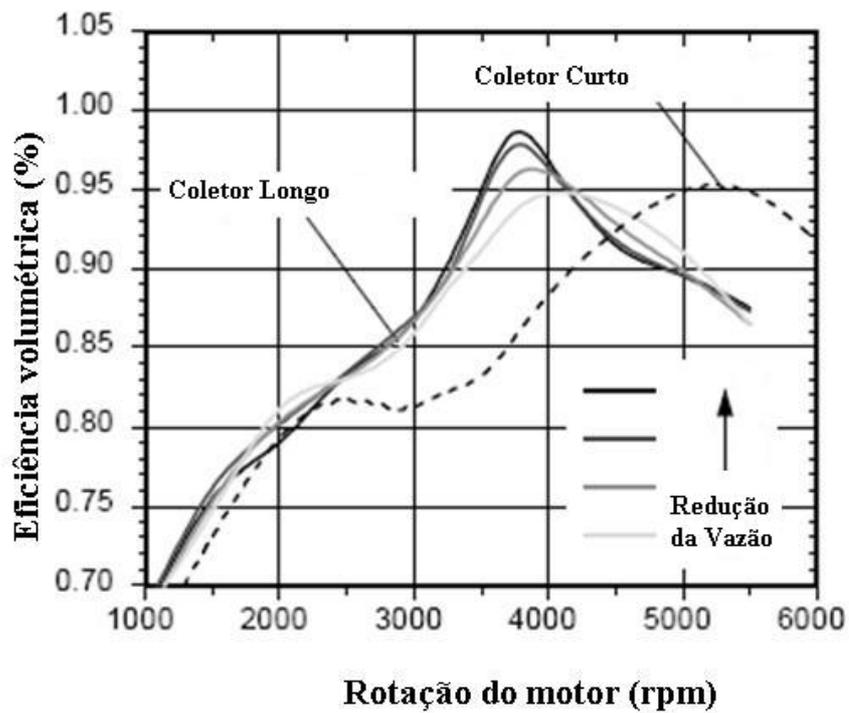


FIGURA 3.13 – Influência do comprimento do coletor na eficiência volumétrica (Paffrath *et al*, 1999)

Um conduto de admissão fixo tem sua geometria otimizada para um melhor desempenho do motor, não privilegiando a potência em altas velocidades nem o torque em baixas velocidades. O conduto de admissão variável introduz dois ou mais estágios para tratar das diferentes rotações do motor, Paffrath *et al* (1999) apresentou um modelo de admissão variável, mostrado na Figura 3.14.

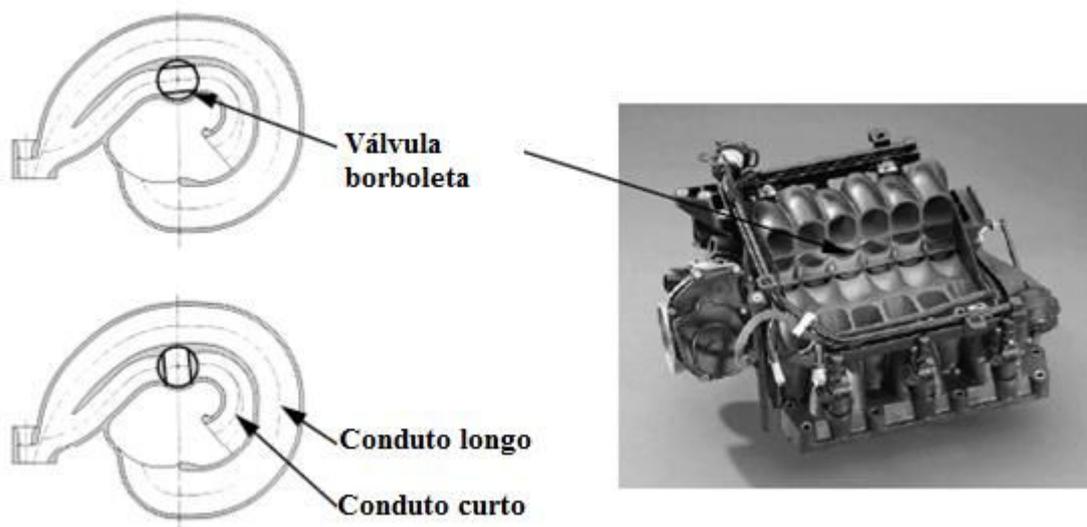


FIGURA 3.14 – Modelo de um sistema de admissão com comprimento variável (Paffrath *et al*, 1999)

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Pearson *et al* (1990), Pereira *et al* (2003) e Moraes *et al* (2004) analisaram os efeitos da localização da junção em condutos de admissão, que afetam a quantidade de massa de ar admitida em função da rotação do eixo comando de válvulas, onde apresentam uma condição ótima em função do comprimento e diâmetro dos dutos de admissão, dos efeitos de amortecimento das ondas de pressão e da localização das junções. Cruz *et al* (2005) também estudaram o mesmo fenômeno por meio de uma bancada experimental para simulação de coletores de admissão. Paffrath *et al* (1999) avaliaram a posição da borboleta com relação às junções dos dutos do cilindro ao plenum, sendo considerado plenum sempre onde houver um volume tal que altere a dinâmica do escoamento em um duto, atenuando os pulsos de pressão gerados pelas válvulas. A Figura 3.15 apresenta um comparativo da eficiência volumétrica em sistemas de admissão de acordo com a posição da borboleta.

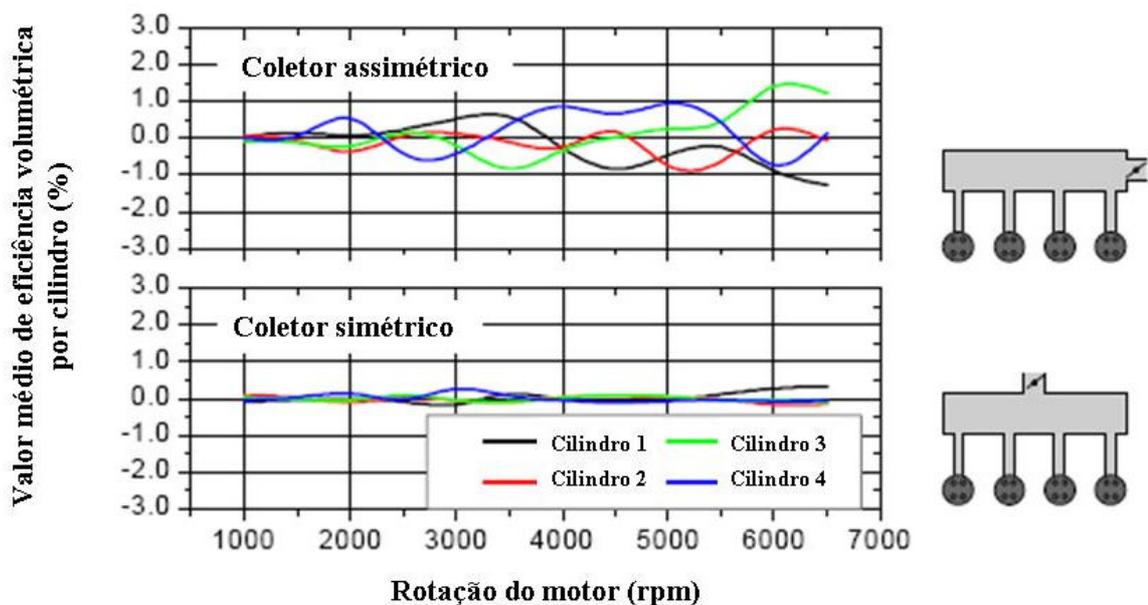


FIGURA 3.15 – Influência do ponto de inserção da borboleta na eficiência volumétrica em novas tecnologias de sistemas de admissão (Paffrath *et al*, 1999)

Outro fator importante para a dinâmica do conduto de admissão é a avaliação das quedas de pressão desde a entrada do fluxo de ar até o interior do cilindro. Alguns estudos avaliam esta influência no escoamento. Blair *et al* (1995) descreveram experimentalmente modelos matemáticos da propagação da onda da pressão no conduto de admissão de um motor. Um aspecto interessante foram os coeficientes de descarga para as várias condições testadas. O autor apresenta os resultados experimentais para os coeficientes de descarga para diversas geometrias da extremidade do duto tais como orifícios, extremidades lisas, “bellmouth” (boca

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

de sino) e a porta da válvula de exaustão de um cilindro do motor de dois tempos. Demonstra que a equação de escoamento compressível através de uma restrição pode ser usada somente como um comparador para estas geometrias, mas conduz em erros se usado dentro de uma simulação computacional. O autor compara os valores dos coeficientes de descarga determinados pela equação e os experimentais. Blair e Drauin, 1996, explicam que o erro indicado em simulações computacionais são devidos aos efeitos de pressão dinâmica no momento de abertura e fechamento das válvulas, pois o coeficiente de descarga utilizado na simulação é levantado apenas em função da elevação da válvula.

Fleck e Cartwright (1996) definem o coeficiente de descarga para um sistema de admissão. Em motores de combustão interna, o gás foi considerado como um gás ideal. Os coeficientes de descarga foram utilizados para monitorar a eficiência do fluxo através dos vários componentes de motor e são úteis para melhorar o desempenho destes componentes. Para modelar o fluxo de ar que atravessa os motores é importante ter os valores para coeficientes de descarga com as combinações das válvulas, da porta das válvulas e dos condutos.

Uma alternativa para a redução das perdas de carga no conduto foi apresentada por Ashhab *et al* (1998), onde o trabalho avaliou melhorias significativas em eficiência do sistema de admissão, torque e redução de emissões por meio do controle contínuo das válvulas para controle de carga. A Figura 3.16 mostra uma minimização das perdas de bombeamento com o sistema de admissão sem borboleta. São apresentadas na mesma figura o levante em função do ângulo do eixo comando e o fechamento antecipado da válvula de admissão.

Um modelo foi desenvolvido para uma operação sem borboleta, fundamental para o ganho de eficiência. Um controlador não linear adaptável foi projetado para coordenar a elevação, o momento e a duração da abertura das válvulas. A demanda de torque do motorista é satisfeita e são minimizadas perdas de bombeando (Figura 3.16). Este sistema foi estudado também por Sher e Bar-kohanany, 2002 e Schirm, 2003.

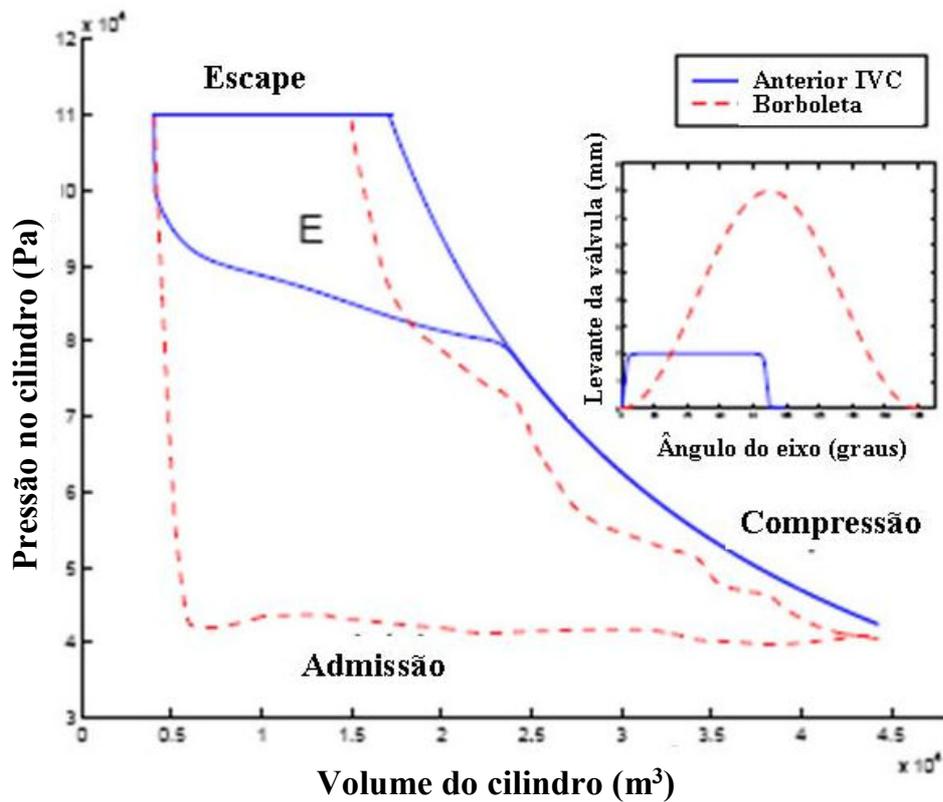


FIGURA 3.16 - Diagrama P versus V dentro do cilindro demonstra uma minimização das perdas de bombeamento com o sistema de admissão sem borboleta (Ashhab *et al*, 1998)

3.3. Dinâmica dos ressonadores

O Ressonador de Helmholtz (Figura 3.17a) é constituído basicamente de um volume “V” e uma abertura de área de seção transversal “S” e comprimento l . Esta abertura, também chamada de pescoço, deve ser ligada ao elemento de onde se quer produzir os efeitos de ressonância. Observa-se que, para certas frequências, que dependem basicamente do volume “V” da cavidade, do comprimento l do pescoço e da área da seção reta “S”, a pressão acústica no interior da cavidade (P_b) é muito maior que a pressão incidente (P_i). Este fenômeno é conhecido como ressonância.

O modelo físico básico do ressonador inclui uma mola (a cavidade ressonante), um fluxo de massa (o fluxo de massa de ar no pescoço mais o fluxo de massa de ar adjacente ao mesmo) e um amortecedor, correspondendo aos três termos da impedância.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

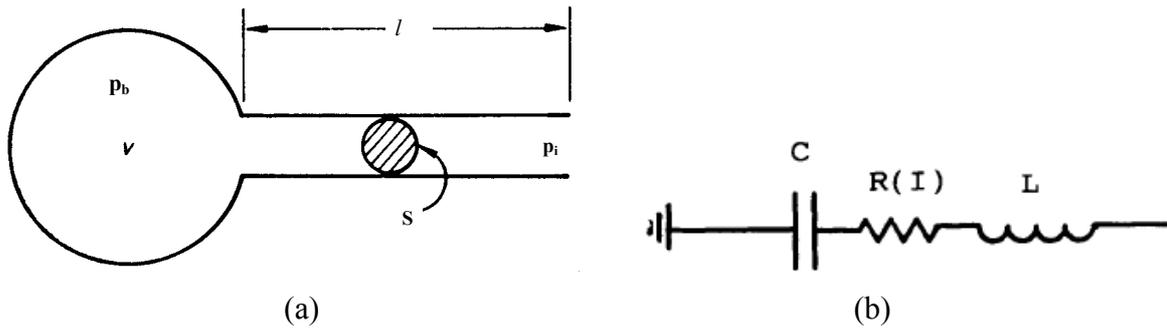


FIGURA 3.17 – Ressonador de Helmholtz

Uma analogia do ressonador de Helmholtz com o circuito elétrico é apresentada na Figura 3.17b, onde C (capacitância) representa o volume do ressonador, R (resistância) representa a área da seção transversal do pescoço e L (indutância) representa o comprimento do pescoço.

Porges (1977) e Kinsler (1980) mostram que experimentalmente é usado um comprimento efetivo equivalente l_{eq} . Este comprimento efetivo equivalente é utilizado para o cálculo da frequência do ressonador, sendo maior que o comprimento do pescoço l , que simula os efeitos de atrito. Considerando “ d ” o diâmetro do pescoço, os resultados experimentais mostram que o valor a ser adicionado está compreendido entre uma faixa de 0,6 a 0,85 d , ou seja, $0,6 d < l_{eq} < 0,85 d$. Desta forma tem-se:

$$2\pi f = \left(\frac{c^2 S}{l_{eq} V} \right)^{1/2} \quad (3.9)$$

Panton (1975) sugere que a frequência de ressonância para um ressonador de Helmholtz cilíndrico seja dada pela equação:

$$2\pi f = \left(\frac{c^2 S}{l_{eq} V + \frac{1}{3} l^2 S} \right)^{1/2} \quad (3.10)$$

onde:

f : frequência de ressonância (Hz);

l_{eq} : comprimento equivalente do pescoço (m);

l : comprimento do volume do ressonador (m);

S : área do pescoço (m^2);

C : velocidade do som (m/s).

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O comprimento equivalente do pescoço é considerado como sendo:

$$l_{eq} = l + \Delta_0 + \Delta_i \quad (3.11)$$

onde:

l : comprimento do pescoço (m);

Δ_0 : fator de correção dado por $8c/6\pi$;

Δ_i : fator de correção dado por:

$$\Delta_i = \frac{8r_o}{3\pi} \left(1 - 1,24 \frac{r_o}{R_r} \right) \quad \text{para } \frac{r_o}{R_r} < 0,4 \quad (3.12)$$

onde:

R_r : raio do ressonador cilíndrico (m);

r_o : raio do pescoço (m).

Na dedução da frequência de ressonância do ressonador de Helmholtz, equação (3.9), nenhuma restrição é feita quanto a forma do ressonador. Para uma dada abertura do pescoço, é o volume do ressonador, e não sua forma, a variável importante. Sendo as dimensões da cavidade consideravelmente menores que o comprimento de onda da perturbação produzida e a abertura não tão grande, tem-se que a frequência de ressonância para a mesma razão $S/l \cdot V$, produz a mesma frequência de ressonância, mesmo para formas diferentes do ressonador (Kinsler, 1980). Panton e Miller (1975) também já haviam feito um equacionamento da frequência de ressonância para um ressonador de Helmholtz cilíndrico.

Uma curva de rendimento volumétrico em função da rotação do motor é mostrada na Figura 3.18. Nota-se que um conduto de admissão convencional possui um rendimento volumétrico menor que no caso de um conduto ajustado com um ressonador de Helmholtz, em baixas velocidades de rotação, Heywood (1998).

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

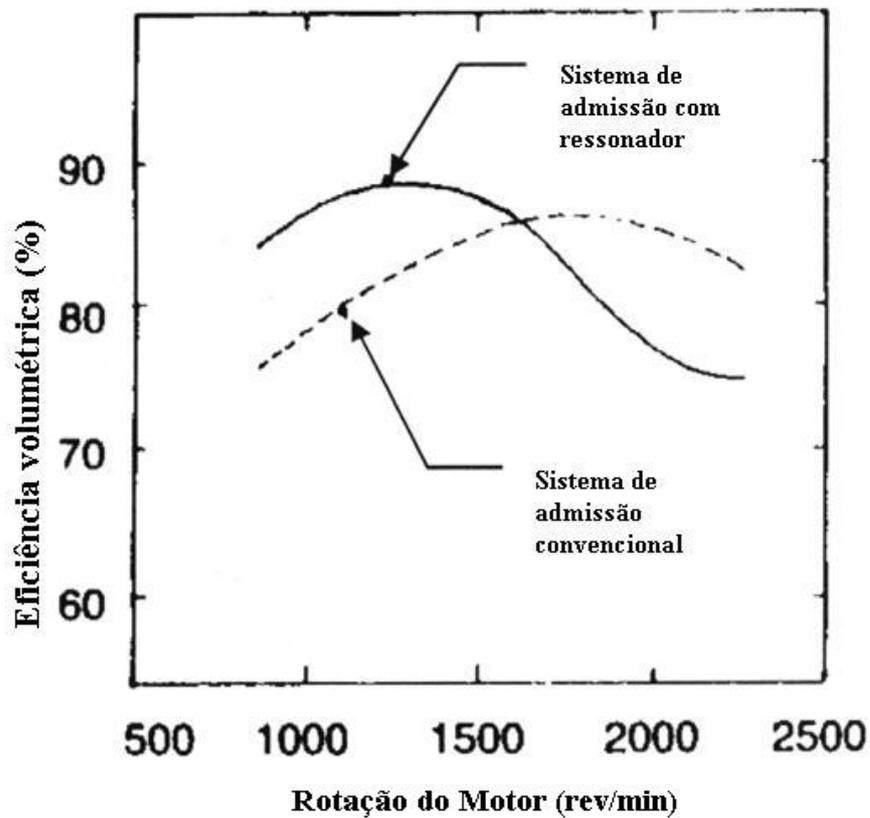


FIGURA 3.18 - Rendimento Volumétrico versus Rotação do Motor (Heywood, 1998)

A utilização de ressonadores é explorada visando uma diminuição do nível de ruído e o aproveitamento dos fenômenos transientes para a otimização do rendimento volumétrico nos motores de combustão interna alternativos.

Brads (1979), Monkewitz e Nguyen (1985), Nishio *at al* (1991) realizaram uma série de estudos envolvendo tanto a redução do nível de ruído quanto à indução de uma maior quantidade de fluxo de massa de ar.

Observa-se, entretanto, que o ressonador de Helmholtz possui freqüências de ressonância adicionais que são diferentes da fundamental, sendo a freqüência uma grandeza física associada a movimentos ondulatórios que dependem da fonte excitante e da geometria do meio e da freqüência fundamental (ou primeiro harmônico) sendo a mais baixa desse sistema. A origem dessas altas freqüências é diferente da fundamental, pelo fato de resultarem das ondas estacionárias na cavidade, ao invés do movimento oscilatório do fluxo de massa de fluido no pescoço do ressonador. Em geral, a amplitude da freqüência do segundo harmônico é muito maior que a freqüência fundamental, por tanto caracterizando o primeiro sobre tom,

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

sendo um componente senoidal de uma forma de onda com frequência maior do que sua frequência fundamental.

Os ressonadores de Helmholtz estão sendo utilizados na indústria automotiva na sua maioria para a diminuição do nível de ruído sonoro nos condutos de admissão. Alguns estudos avaliam o ajuste para a realização de uma sintonia entre a frequência do ressonador e a do motor, visando à obtenção da melhoria no rendimento volumétrico dos motores. Uma série de estudos foi realizada envolvendo tanto a redução do nível de ruído quanto à indução de uma maior quantidade de fluxo de massa de ar.

O ponto de inserção do ressonador de Helmholtz no sistema de admissão afeta tanto a redução do ruído quanto a entrada de fluxo de massa de ar no cilindro. Kostun (1994) mostra que o efeito da localização do ressonador no sistema de admissão é um dos fatores importantes para a redução do nível de ruído. A localização é determinada tendo como base pontos antinodais dos modos de pressão, onde são os pontos do sistema com maiores níveis da amplitude da pressão. A atenuação máxima é obtida no ponto antinodal de pressão, enquanto uma atenuação mínima é obtida em um ponto nodal, nó entre as senoidais das ondas de pressão.

Selamet (1995) investigou os efeitos das dimensões específicas da cavidade, sendo realizado primeiramente um estudo analítico de um ressonador circular concêntrico levando-se em conta a propagação bidimensional da onda.

Doria (2000) considerou um ressonador com volumes e pescoço variados, onde o comprimento não é significativamente menor que o comprimento de onda sonora. O movimento axial do fluido dentro do ressonador e o movimento não uniforme do fluido ao longo do pescoço foram levados em consideração por meio de funções de forma lineares ou quadráticas. O modelo matemático foi desenvolvido de acordo com a aproximação de Lagrange e as coordenadas generalizadas representam os deslocamentos do fluido em várias seções do pescoço e do ressonador.

Selamet *et al* (2001) realizaram experimentos em um dinamômetro de bancada com um motor Ford V6 3.0 litros e um protótipo de coletor de admissão (Figura 3.19) com um silenciador de volume fixo (ressonador de Helmholtz). Os experimentos foram realizados com e sem o silenciador em um tubo no conduto de admissão, onde foi mantido o comprimento global do

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

sistema de admissão. Dados de pressão foram coletados ao longo do conduto para várias velocidades dentro da faixa de operação de 1000 a 5000 rev/min, como mostra a Figura 3.19.

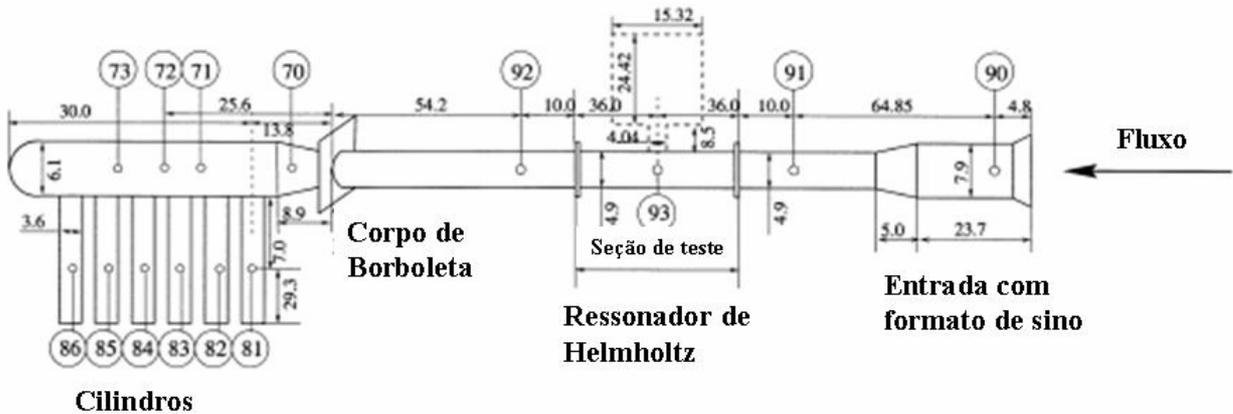


FIGURA 3.19 - Protótipo do conduto de admissão com o ressonador (Selamet *et al*, 2001)

As características de atenuação das ondas de pressão foram avaliadas com a presença do ressonador de Helmholtz. Nas Figuras 3.20 e 3.21 são apresentadas as ondas de pressão em função do ângulo do virabrequim para as posições 91 antes do ressonador, 92 após o ressonador, 93 no ponto de inserção do ressonador, 72 no ponto intermediário do pleno e as posições 81 e 86 na porta da válvula de admissão enumeradas no protótipo apresentado na Figura 3.19.

As Figuras 3.20 e 3.21 apresentam os gráficos com diferença da forma de onda de pressão com e sem a presença do ressonador em testes realizados em dinamômetro de bancada. Os resultados do trabalho são apresentados no domínio do tempo e da frequência. O estudo apresenta um modelo fluidodinâmico não linear no domínio do tempo para a predição de potência acústica e desempenho do motor de combustão interna. Nas Figuras, a linha contínua representa apenas o conduto sem ressonador e a linha pontilhada o conduto com ressonador (Selamet *et al*, 2001)

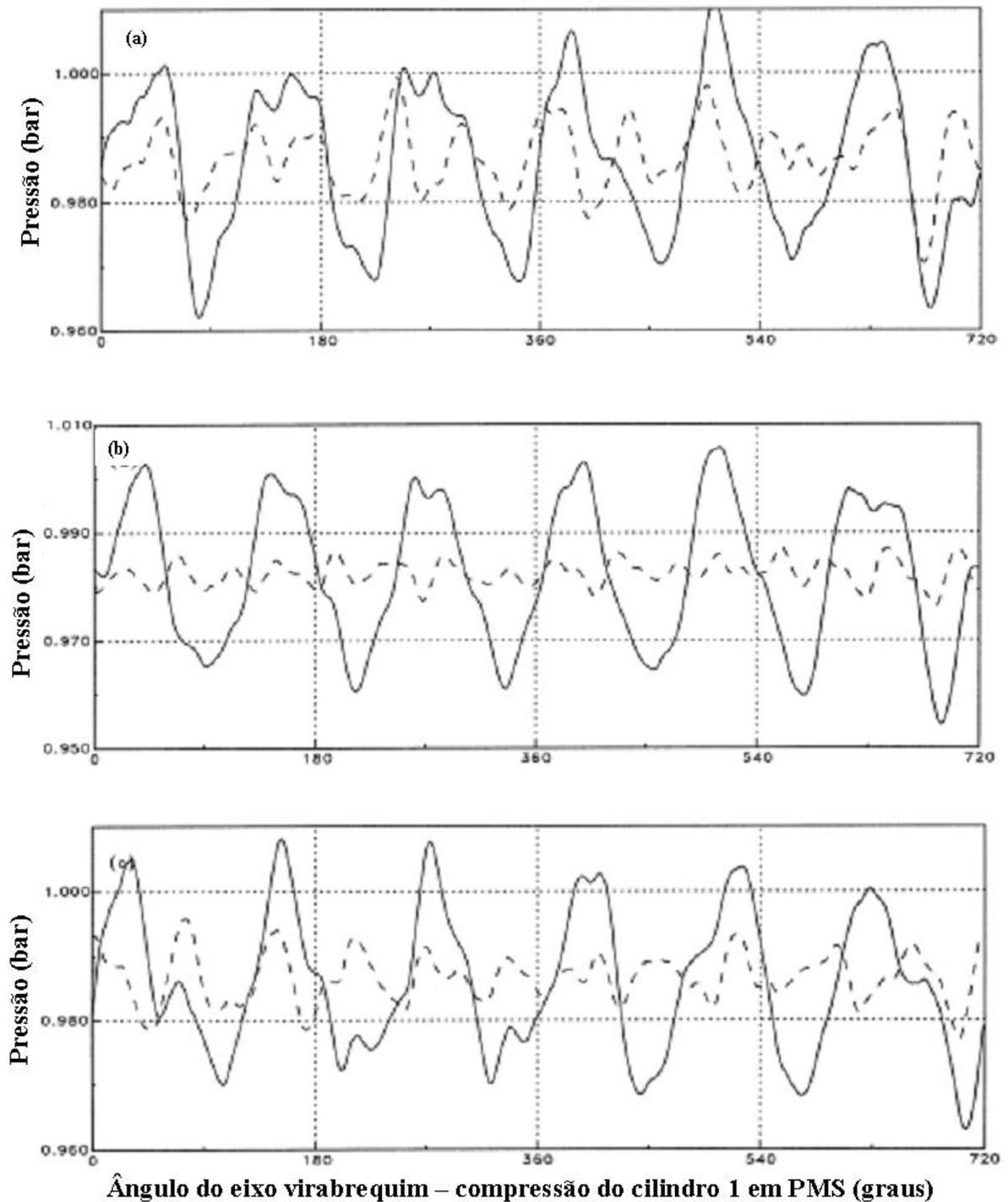


FIGURA 3.20 – Pressão em função do ângulo do virabrequim para uma rotação do motor de 1780 rev/min, (a) posição 92, (b) posição 93 e (c) posição 91 (Selamet *et al*, 2001)

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

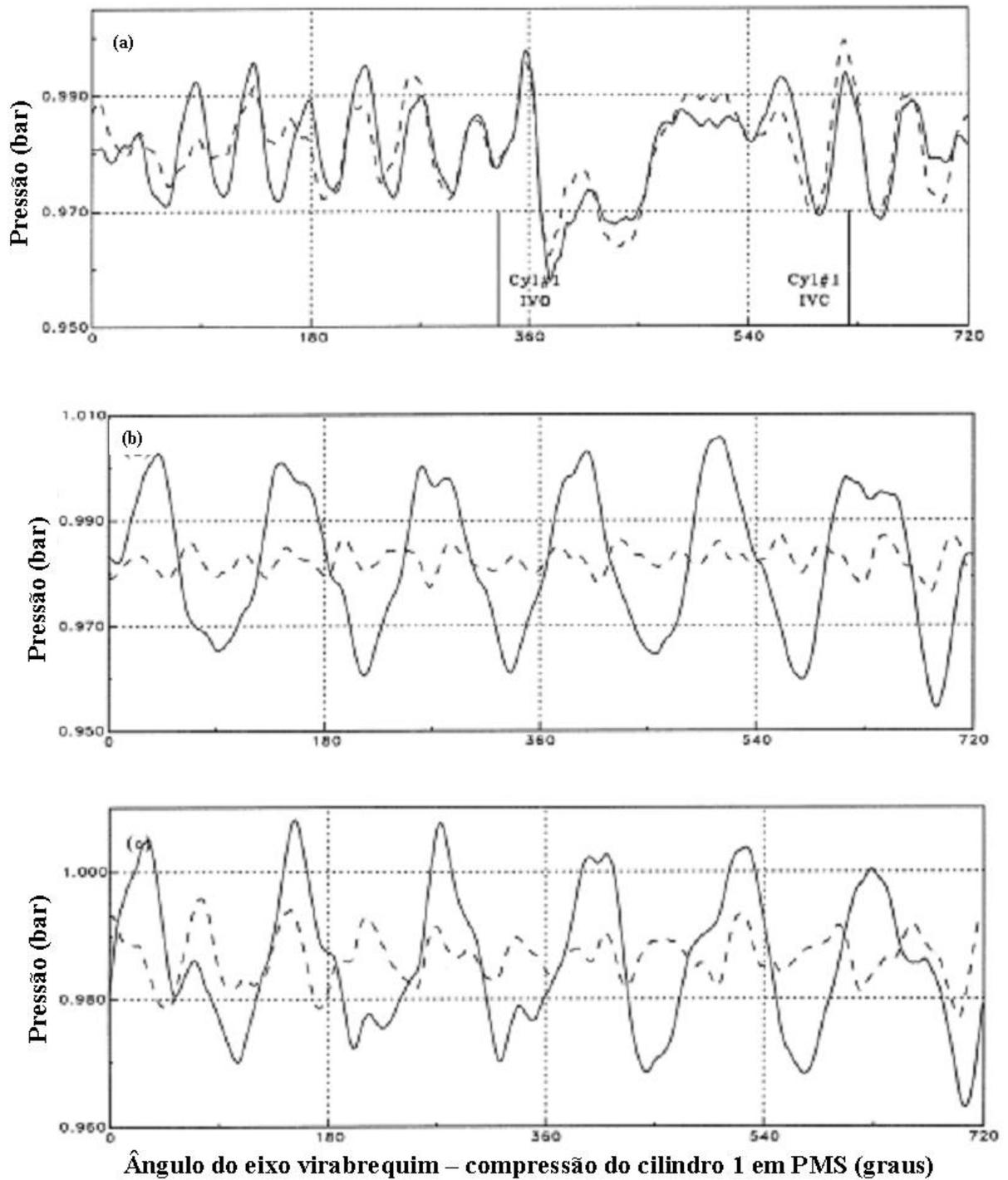


FIGURA 3.21 - Pressão em função do ângulo do virabrequim para uma rotação do motor de 1780 rev/min, (a) posição 81, (b) posição 86 e (c) posição 72 (Selamet *et al*, 2001)

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Hanriot *et al* (2002) estudaram a resposta do sistema de admissão às várias posições da caixa ressonante no conduto de admissão. Foi levantada numericamente a resposta dinâmica das pressões e da vazão mássica na porta da válvula de aspiração e em vários pontos do conduto de admissão. O estudo analisou o comportamento da vazão mássica e da pressão no sistema de admissão. O trabalho apresentou resultados para diversas velocidades de rotação do eixo virabrequim.

Zoccola (2004) avalia uma cavidade ao longo da superfície do fluido que resulta em flutuações de pressão de alta amplitude dentro da cavidade. O fenômeno em análise foi monitorado por meio da formação e desprendimento de vórtices periódicos no escoamento junto a uma frequência de ressonância da cavidade. Estas flutuações frequentemente são suprimidas na prática, instalando uma tela na entrada da cavidade. Análises de resultados de diversos testes foram observadas sem e com várias malhas. Este estudo foi um esforço experimental para entender as circunstâncias em que a cavidade excitou o escoamento. Foram feitas medidas de pressão no interior da cavidade e na vizinhança e avaliadas as diversas configurações. Também foram feitas medidas do campo de velocidade do fluxo na cavidade. Foi visto que é alterada a frequência de excitação e a amplitude da resposta, dependendo da configuração da malha.

Oshkai *et al* (2005) estudaram de forma experimental e numérica sobre os efeitos geométricos do ressonador. Foram avaliadas as interações fluido-acústicas devido ao fluxo em uma cavidade montada em um tubo com escoamento de ar, sendo analisados pela técnica de imagem de alta densidade, que acompanha a velocidade das partículas, e pela pressão ao longo do conduto e da cavidade. Estas imagens definem os padrões de velocidade, os vórtices e a topologia do escoamento. São caracterizadas também as linhas de corrente de fluxo, as instabilidades ao longo do fluxo e a potência acústica. Além disso, a combinação da imagem e medidas de pressão permite determinar os padrões de fluxo instantâneos que são associados no tempo e na frequência. Flutuações bem definidas são apresentadas com coerência nos casos selecionados

No trabalho de Rodríguez (2006) 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 por uma cavidade acústica (ressonador). A metodologia proposta permite analisar os principais parâmetros que

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

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. Um fator importante de parametrização utilizado neste trabalho foi a correlação de pressão média com as curvas de eficiência volumétrica ao longo da faixa de operação do motor. Este trabalho conclui que é necessário obter dados experimentais sobre os modelos de ressonador analisados no projeto, que permitam avaliar melhor os efeitos transientes de pressão gerados pelo movimento alternativo das válvulas e pistões. Um banco de dados experimentais referentes a este tipo de fenômeno é de grande valia no desenvolvimento de motores de combustão interna.

Outras formas de pesquisa avaliadas, são as patentes referentes a ressonadores de volume variável, onde as patentes US 7.055.484 B2 título “Multiple Frequency Helmholtz Resonator” e US 4.546.733 título “*Resonator for Internal Combustion Engines*” apresentam novos conceitos e tecnologias.

A patente “*Multiple Frequency Helmholtz Resonator*” apresenta um ressonador sintonizável acoplado ao controle de velocidade do motor, sendo definido para diferentes faixas de frequência de acordo com a faixa de rotação do motor (motores diesel). A faixa de frequência é modificada pela abertura e fechamento do pescoço e/ou modificando o volume do ressonador (dois volumes efetivos). A invenção presente modifica também o volume ou a área do pescoço do ressonador de Helmholtz para modificar a faixa de frequência pela qual o ressonador é responsável. A resposta da frequência pode ser modificada pela modificação do volume (baixa ou alta frequência), modificação do tamanho do pescoço (pequena ou longa frequência), ou pela modificação do diâmetro ou cruzamento total da seção do(s) pescoço(s) (pequena área = baixa frequência). Mudanças podem ser feitas em combinação, e o pescoço, pode ser de vários pescoços em paralelo. Esta patente também tem como objeto da invenção de eliminar a necessidade de ressonadores para cada frequência de interesse, em altas e baixas frequências de operações.

Já a patente “*Resonator for Internal Combustion Engines*” apresenta um ressonador aplicado em motores de combustão interna, mais especificamente, um ressonador com uma determinada pluralidade das frequências de ressonância. A invenção consiste em um ressonador para melhorar as características de redução de ruído dos motores de combustão interna, tendo a pluralidade de membros de conexão tubular para modificar a frequência de

ressonância nos motores de combustão interna pela modificação das conexões dos membros tubulares dos dutos, onde os comprimentos são diferenciados para o controle de cada frequência ressonante, as passagens de ar transversal das áreas de seção são diferentes para cada controle da frequência ressonante, mudanças dos números de membros das conexões tubulares disponíveis, interrompendo a abertura e fechamento dos membros das conexões tubulares pela alteração das frequências de ressonantes. A patente relata os componentes tubulares, os interruptores de válvulas rotativas e as personificações, comparando a velocidade rotativa do motor e os níveis de ruído.

3.4. Dinâmica do escoamento através do acionamento das válvulas

No sistema convencional as válvulas estão ligadas a um eixo comando que as movimenta de maneira contínua e regular (Dresner *et al.* 1989). Vários estudos realizados para melhorar o rendimento volumétrico dos motores envolvem um comando de válvulas variável. O sistema *variable valve timing* ou tempo de comando variável é um dispositivo que permite uma variação na abertura, no fechamento e no ritmo de funcionamento das válvulas de admissão e exaustão. O resultado é um melhor aproveitamento da potência, o sistema de comando variável reduz o consumo de combustível nas baixas rotações e as emissões de poluentes do motor. (Nagumo e Hara, 1995).

O modelamento dos efeitos da pressão na porta da entrada da válvula de admissão foi realizado por Ohata *et al.*, 1982 e ilustrado na Figura 3.22. A eficiência volumétrica é calculada a partir de simulações utilizando pulsos retangulares, com uma largura de 20° e intensidade de 13,3 kPa. Variando a fase do pulso, um aumento da eficiência volumétrica foi observado quando o pistão está próximo a PMI. Pode ser observado que quando o pulso de pressão ocorre com a válvula de admissão fechada, 30° após o ponto morto inferior (PMI), há um ganho significativo da eficiência volumétrica.

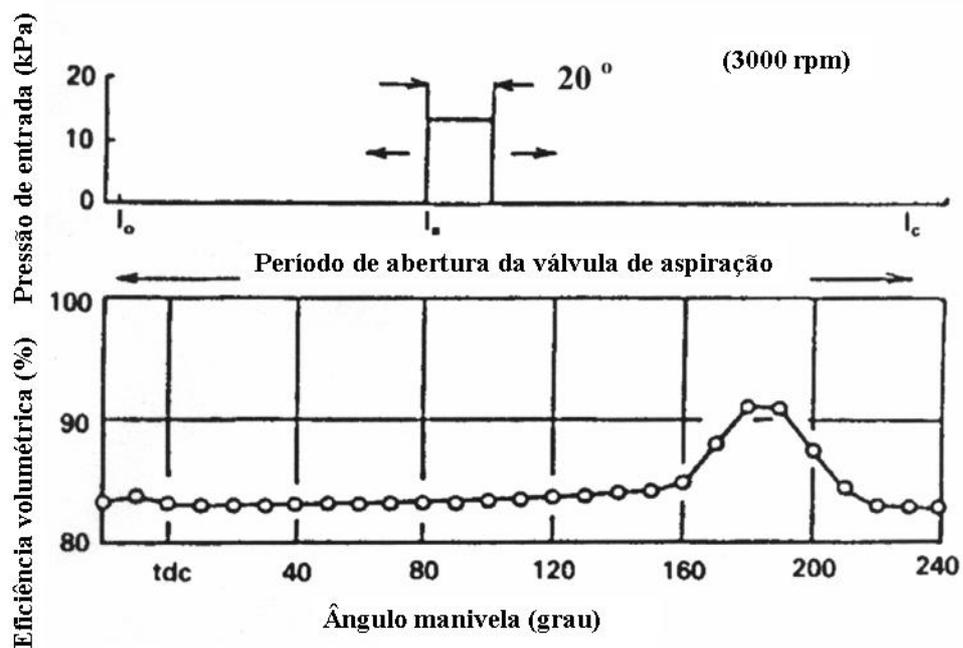


FIGURA 3.22 - Efeito do Ajuste dos Pulsos de Pressão (Ohata *et al*, 1982)

Pires *at al* (2003) realizaram uma análise numérica e experimental da defasagem angular das válvulas de admissão em motores de combustão interna com duas válvulas de admissão por cilindro. O estudo visa analisar os efeitos da defasagem da abertura de uma das válvulas de admissão em relação à outra no escoamento do ar para vários regimes de rotação do eixo comando de válvulas. A metodologia numérica se baseia em um modelo analítico unidimensional, a partir de uma manipulação analítica das equações do modelo de escoamento, denominado método das características e é validada por meio de uma modelagem experimental.

3.5. Ondas Acústicas e suas Características

Ondas acústicas podem ser entendidas como sendo perturbações de pressão que se propagam através de um fluido compressível. Ondas acústicas em fluidos invíscidos são ondas longitudinais, as moléculas se movem para frente e para trás na direção da propagação da onda, produzindo regiões adjacentes de compressão e rarefação. A força restauradora responsável pela propagação tem sua origem na variação da pressão que ocorre quando o fluido é comprimido ou expandido.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Kinsler (1980) afirma que ondas planas são aquelas cujas variáveis (deslocamento, densidade, pressão) são funções apenas de uma coordenada espacial, possuindo amplitude constante ao longo de qualquer plano perpendicular à propagação da onda. Ondas planas são produzidas quando um fluido é confinado em um tubo rígido sob a ação de um pistão com frequência de vibração baixa, localizado em uma das extremidades do tubo.

Considerando que o sistema se assemelha ao de um tubo fechado em $x = L$, sendo L igual distância que o pulso viaja de uma fronteira à outra (comprimento do tubo de admissão) e x uma coordenada ao longo do comprimento L , a condição de ressonância é obtida pela equação:

$$f = \frac{2n-1}{4} \frac{c}{L} \quad (3.13)$$

As frequências de ressonância são os harmônicos ímpares da frequência fundamental, sendo c a velocidade do som no ar (m/s) e n os harmônicos. O tubo possui um anti-nó em $x = L$ e um nó de pressão em $x = 0$. Considerando agora que em $x = L$ o tubo está aberto, a fronteira aberta para a atmosfera está também relacionada com uma impedância, pois a pressão neste ponto não possui um valor igual a zero. A solução da equação leva à seguinte expressão para as frequências de ressonância:

$$f_n = \frac{n}{2} \frac{c}{L + \frac{8}{3\pi} d} \quad (3.14)$$

No caso de tubo aberto flangeado, a parcela $L + (8d/3\pi)$ da Equação 3.14 pode ser entendida como sendo um comprimento equivalente (Leq). Kinsler (1980) afirma que esta correção no final do tubo está em consonância com valores experimentais em torno de $0,82d$. Para tubos sem flange, os experimentos mostram que $Leq = L + 0,6d$ (Kinsler, 1980). A indução de fluxo de massa de ar adicional através da utilização do efeito RAM, com um conseqüente aumento no rendimento volumétrico do motor, não é tão pronunciada para baixas velocidades de rotação do motor. Uma alternativa para tais faixas de rotação (baixa frequência) é o emprego dos ressonadores de Helmholtz.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Chen e Liu (2000) apresentaram um estudo para a compreensão física da onda acústica com um controle ativo na fonte primária em um tubo com ressonador. As derivações de alguns campos acústicos envolveram a medida da impedância da fonte, em uma situação de controle ativo ou inativo usando um ressonador de Helmholtz. A comparação entre os dois resultados obtidos são avaliados neste estudo, onde a potência acústica obtida pelos dois métodos é validada. Paffrath *et al* (1999) apresenta um exemplo da variação da potência acústica com a alteração do posicionamento do corpo de borboleta sobre o plenum que faz a junção dos condutos dos cilindros. A Figura 3.23 mostra o efeito da simetria do conduto nos pulsos de pressão.

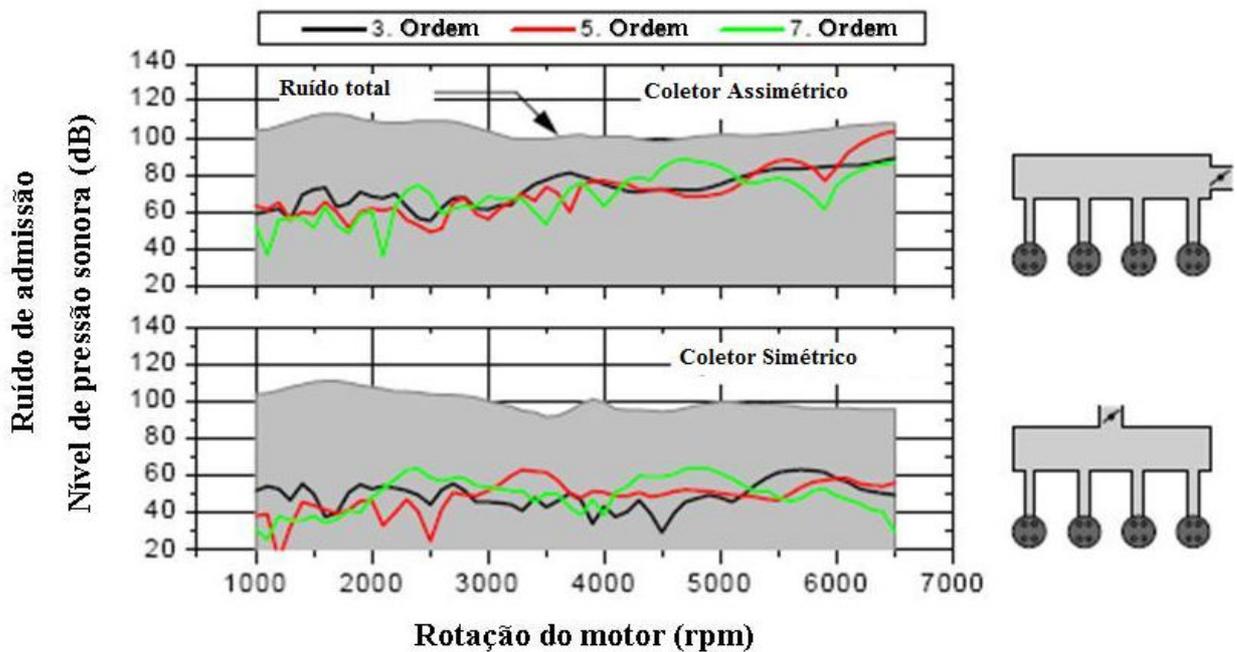


FIGURA 3.23 - Efeito da simetria do conduto nos Pulsos de Pressão (Paffrath *et al*, 1999)

Em condutos de escapamento, onde a variação da rotação do motor de combustão interna está relacionada à frequência do ruído, Pinto e Pacheco (2006) utilizaram da dinâmica de um ressonador de Helmholtz, como mostrado na Figura 3.24, para o projeto e implementação de um sistema de controle de ruído semi-ativo para tubos, baseado em ressonadores de volume variável. A Figura 3.25 apresenta um resultado experimental de ruído para os casos sem o ressonador, com o ressonador com volume para resposta em 160 Hz e para o sistema do ressonador semi ativo.

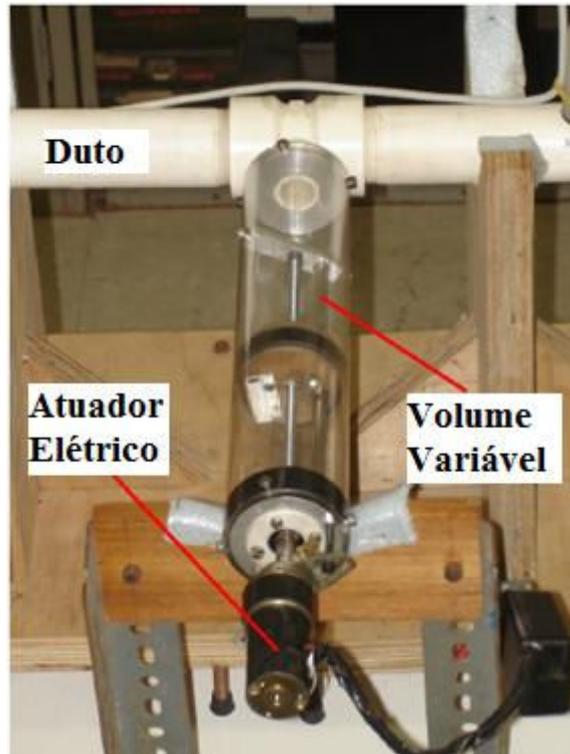


FIGURA 3.24 – Ressonador de volume variável instalado no conduto
(Pinto e Pacheco, 2006)

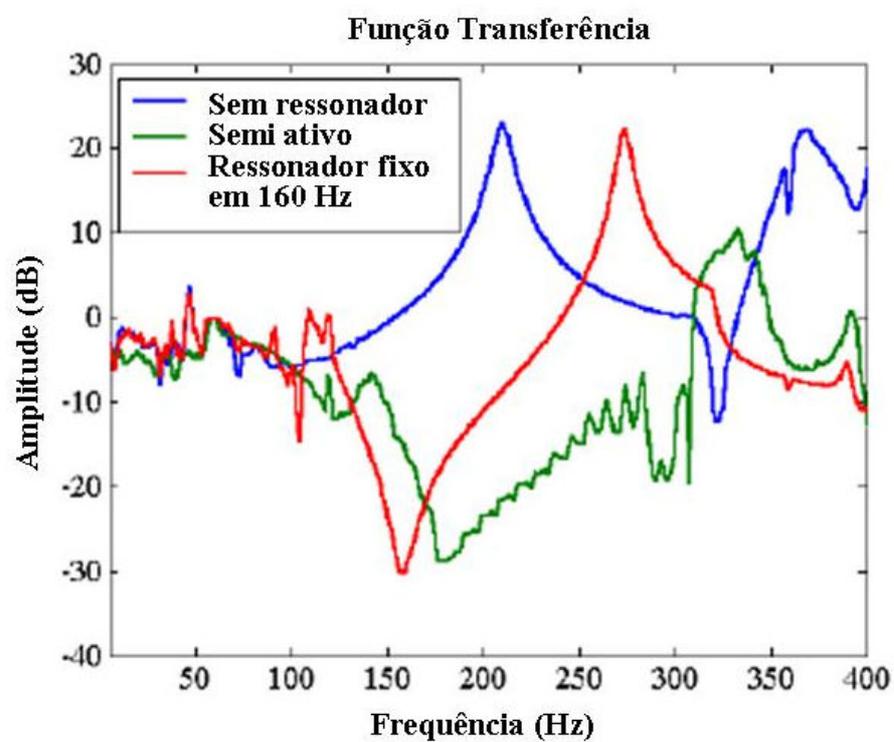


FIGURA 3.25 – Resposta do ressonador de volume variável instalado no conduto
(Pinto e Pacheco, 2006)

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Hémon *et al* (2004) realizaram um estudo experimental e teórico das oscilações de pressão gerado pelo fluxo ao longo de uma cavidade funda (ressonador). Tal configuração é semelhante a um ressonador de Helmholtz. O modelo de ressonador linear é validado através de experimento realizado com a configuração apresentada na Figura 3.26, onde U_1 é a velocidade de corrente livre superior da camada (m/s), P_c pressão acústica na entrada do pescoço (Pa), P_v é pressão acústica na cavidade (Pa), L é comprimento do pescoço (m), L_v o comprimento da cavidade (m), H_c a altura do pescoço (m) e H_v a altura da cavidade (m).

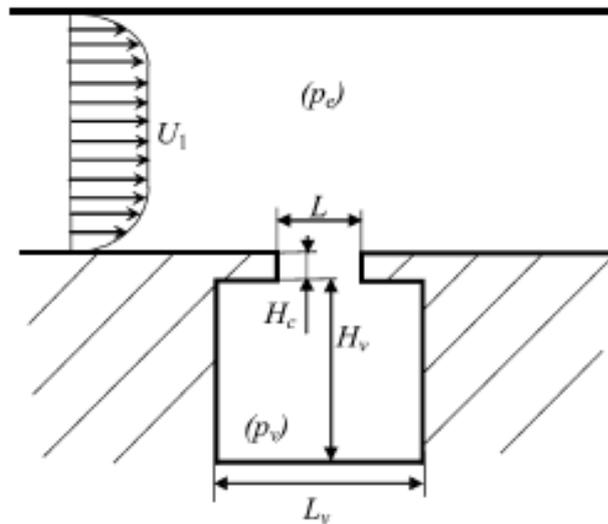


FIGURA 3.26 – Parâmetros geométricos da seção avaliada por Hemón *et al*, 2004

São apresentadas as características de estabilidade linear das camadas ao longo da cavidade e do pescoço, onde foram medidas as pressões de estagnação. Uma atenuação completa da pressão de pico pode ser alcançada, minimizando a potência acústica. A análise de estabilidade linear das camadas é observada nos experimentos, identificando as atenuações de amplitude de frequências, fenômeno físico responsável pela redução acústica.

A patente US 3.254.484 título “*Acoustical Resonance Apparatus for Increasing the Power Output of an Internal Combustion Engine*”, apresenta o aparato acústico para melhorar a potência de saída e a eficiência da aspiração natural dos motores de combustão interna pela manipulação acústica dos efeitos normais ocorridos nas colunas de gás de escape e de admissão de tais motores. A invenção avalia as ondas de pressão no conduto de admissão e sistema de escape dos motores de combustão interna, os efeitos acústicos pela variação do comprimento do sistema de admissão e escape do motor, ao longo da sua faixa de operação.

Para alcançar o objetivo de ressonância acústica, vários aparelhos de pressão e sintonização dos tubos têm sido utilizados para comprimir a carga, e aparelhos de refrigeração foram utilizados para aumentar a densidade da carga para atingir o mesmo fim. Esta patente descreve a metodologia e os conceitos para atuar no sistema de aspiração e descarga, fazendo intervenções sobre os componentes para uma alteração acústica.

3.6 Teoria de controle eletrônico

3.6.1 Introdução

Atualmente, estão sendo estudadas em conjunto com o Departamento de Engenharia Eletrônica da Universidade Federal de Minas Gerais diversas propostas para controle de motores de combustão interna e outros sistemas de controle para melhoria de desempenho de componentes mecânicos, trabalho este que faz parte do grupo de Análise e Modelamento de Sistemas e Equipamentos Térmicos do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG.

A teoria básica para construção e uso do controle eletrônico, os princípios do motor de corrente contínua e modelagem de cargas são apresentados. Também são apresentados alguns conceitos sobre os conversores cc-cc de ponte completa (ponte H), modulação por largura de pulso (*PWM-Pulse Width Module*), uma visão geral do controlador DSP e a teoria base para implementação de filtros ativos.

3.6.2 Motor de corrente contínua

O modo de operação do motor cc é com controle de tensão de armadura. A Figura 3.27 mostra o desenho esquemático do circuito que representa o motor cc nesse modo de operação (Oliveira, 1980).

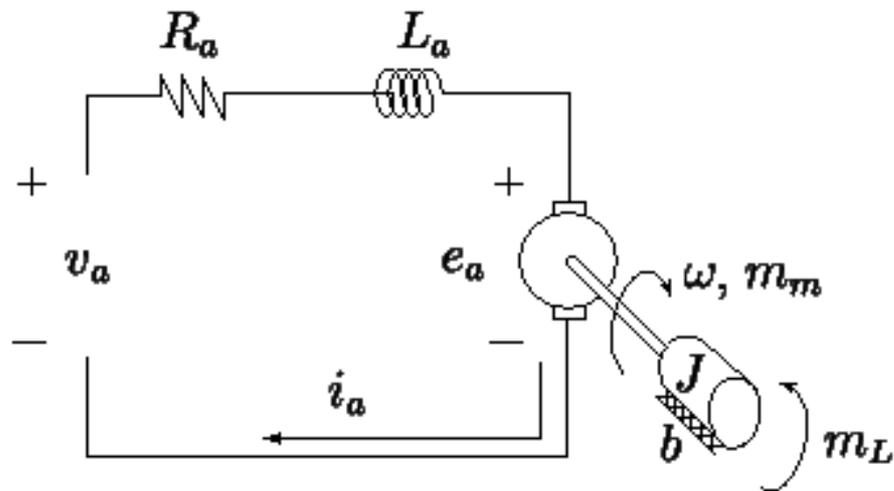


FIGURA 3.27 - Circuito equivalente da máquina cc

onde:

v_a : tensão de armadura (V);

i_a : corrente de armadura (A);

R_a : resistência de armadura (Ω);

L_a : indutância de armadura (H);

e_a : força contra-eletromotriz (V);

ω : velocidade angular (rad/m^2);

J : momento de inércia ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$);

b coeficiente de atrito viscoso ($\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$);

m_L : conjugado (torque) de carga ($\text{N}\cdot\text{m}$);

m_m : conjugado (torque) motor ($\text{N}\cdot\text{m}$).

Considerando ainda que K_v é a constante que determina a relação entre a força contra-eletromotriz e a velocidade de rotação ($e_a = K_v \omega$) e que K_T é a constante que determina a relação entre a corrente de armadura e o conjugado (torque) motor ($m_m = K_T i_a$), têm-se as equações elétrica e mecânica, dadas respectivamente por (Oliveira, 1980).

$$v_a = R_a i_a + L_a \frac{di_a}{dt} + e_a \quad (3.16)$$

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

$$m_m = m_L + b\omega + J \frac{d\omega}{dt} \quad (3.17)$$

onde todas as variáveis já foram definidas na Figura 3.27.

Estas equações são válidas apenas para o fluxo magnético constante. A função de transferência do motor cc no domínio da frequência é obtida a partir das equações 3.16 e 3.17 do domínio do tempo, por Oliveira, 1980, e fica:

$$V_a = R_a I_a + L_a I_a s + K_v \omega \quad (3.18)$$

$$K_T I_a = m_L + b\omega + J\omega s \quad (3.19)$$

Considerando, que $K_T = K_v$, $\omega = d\theta / dt$ e que a constante de tempo elétrica do sistema é muito mais rápida que a constante mecânica, e ainda substituindo-se a corrente de armadura segundo 3.19 em 3.18, tem-se que o sistema pode ser escrito pela equação 3.20, que representa a função de transferência do sistema da posição sobre a tensão de armadura (Dorf e Bishop, 2001).

$$\frac{\theta}{V_a} = \frac{K}{s(\tau_m s + 1)} \quad (3.20)$$

$$\text{Onde, } K = K_v / (R_a b + K_v^2) \text{ e } \tau_m = J R_a / (R_a b + K_v^2)$$

3.6.3 Inércia efetiva e amortecimento efetivo

Dois conceitos interessantes a serem aplicados a um sistema em que estão presentes um motor ligado a um conjunto de engrenagens, são os conceitos de inércia efetiva e amortecimento efetivo (Graig, 2005).

A Figura 3.28 mostra o modelo mecânico do conjunto de um motor cc conectado a uma carga inercial via conjunto de engrenagens.

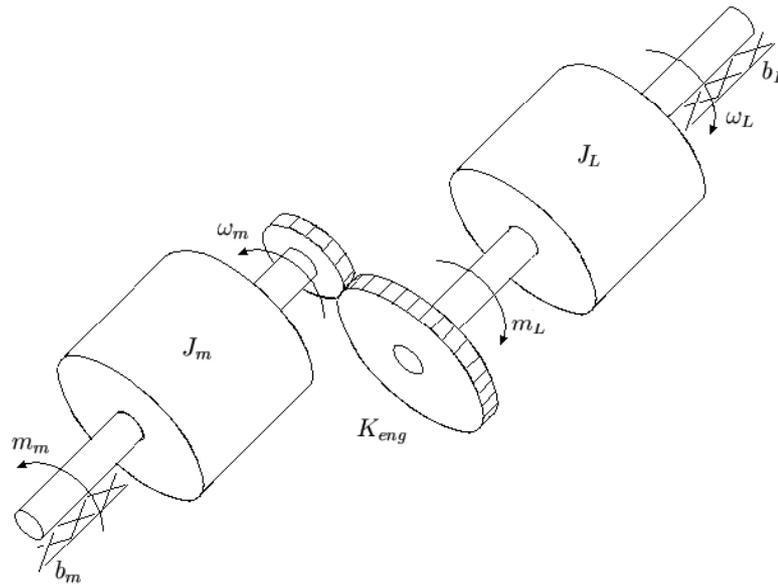


FIGURA 3.28 - Modelo mecânico do conjugado de um motor cc conectado a uma carga inercial via um conjunto de engrenagens

Pela figura 3.28, pode-se dizer que o conjugado aplicado à carga m_L , está relacionado com o conjugado (torque) fornecido pelo motor m_m pela Equação 3.21, considerando o ganho das engrenagens K_{eng} .

$$m_L = K_{eng} m_m \quad (3.21)$$

E as velocidades da carga ω_L e do rotor ω_m tem sua relação dada por 3.22, considerando-se os corpos envolvidos como rígidos.

$$\omega_L = \frac{\omega_m}{K_{eng}} \quad (3.22)$$

Portanto, o balanço do conjugado do rotor é dado por:

$$m_m = J_m \frac{d\omega_m}{dt} + b_m \omega_m + \frac{1}{K_{eng}} \left(J_L \frac{d\omega_L}{dt} + b_L \omega_L \right) \quad (3.23)$$

onde:

J_m : inércias do rotor (kg.m^2);

J_L : inércias da carga (kg.m^2);

b_m : coeficientes de atrito viscoso do rotor (N.m/rad);

b_L : coeficientes de atrito viscoso da carga (N.m/rad).

Reescrevendo a Equação 3.23 em termos das variáveis do motor, obtém-se:

$$m_m = \left(J_m + \frac{J_L}{K_{eng}^2} \right) \frac{d\omega_m}{dt} + \left(b_m + \frac{b_L}{K_{eng}^2} \right) \omega_m \quad (3.24)$$

Da Equação 3.24, deduzem-se a inércia efetiva, J , e o amortecimento efetivo, b , sentidos pelo motor, respectivamente, dados por:

$$J = \left(J_m + \frac{J_L}{K_{eng}^2} \right) \quad (3.25)$$

$$b = \left(b_m + \frac{b_L}{K_{eng}^2} \right) \quad (3.26)$$

Nota-se pelas Equações 3.25 e 3.26 que, se $K_{eng} = 1$, tanto a inércia quanto os amortecimentos da carga tendem a zero, não contribuindo em nada com os valores efetivos vistos pelo motor.

3.6.4 Conversor cc-cc ponte completa efetivo

Como o modo de operação adotado para o motor cc é o controle por tensão de armadura, e trata-se de um sistema de controle a ser aplicado à sistemas automotivos que dispõem de uma bateria de tensão contínua de 12V, foi adotado um conversor cc-cc ponte completa (ponte H) com modulação por largura de pulsos (*PWM*) para fazer o controle da tensão aplicada à armadura.

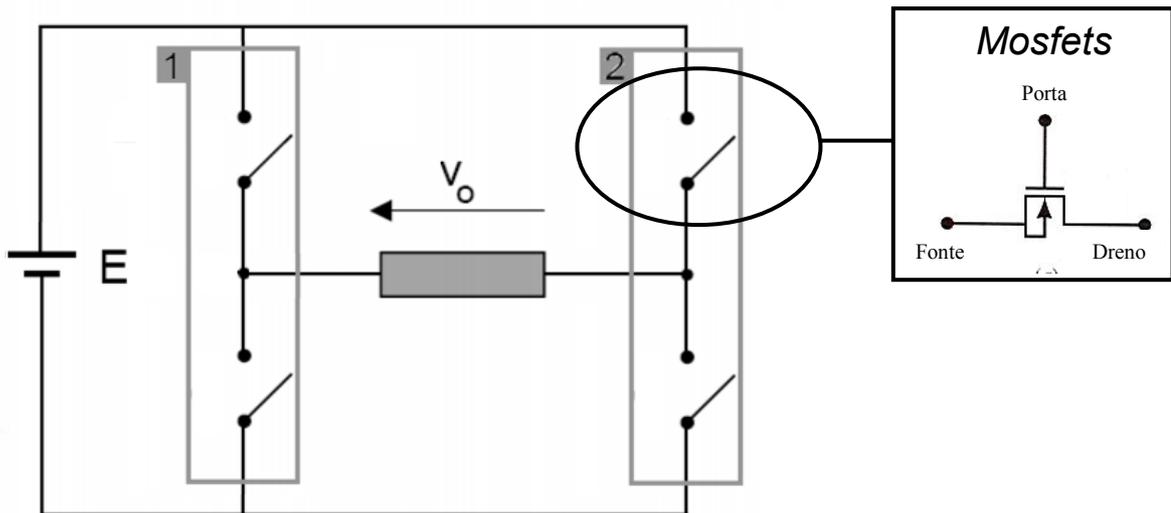


FIGURA 3.29 - Conversor cc-cc ponte completa

O conversor cc-cc de ponte completa é constituído de dois braços 1 e 2, tal como mostra a Figura 3.29. Cada braço consiste em duas chaves semicondutoras, que neste trabalho foram *Mosfets* (dispositivos semicondutores com chaveamento rápido com ordem de microssegundos). As duas chaves de cada braço são operadas de forma que quando uma delas está aberta a outra está fechada. Entretanto, na prática, duas chaves de um mesmo braço nunca ficam fechadas ao mesmo tempo, na verdade ficam abertas por um curto intervalo de tempo, conhecido como tempo morto (*blanking time*), introduzido intencionalmente para evitar um curto circuito da entrada (Mohan *et al*, 2003). Seus efeitos sobre a saída serão considerados mais tarde.

Considerando C_x o estado de operação do braço x , sendo:

$$C_x = \begin{cases} 0 & \text{quando, chave superior aberta e inferior fechada} \\ 1 & \text{quando, chave superior fechada e inferior aberta} \end{cases}$$

A tensão instantânea aplicada à carga $V_o(t)$ é dada segundo o estado das chaves do conversor no tempo, pela Tabela 3.1.

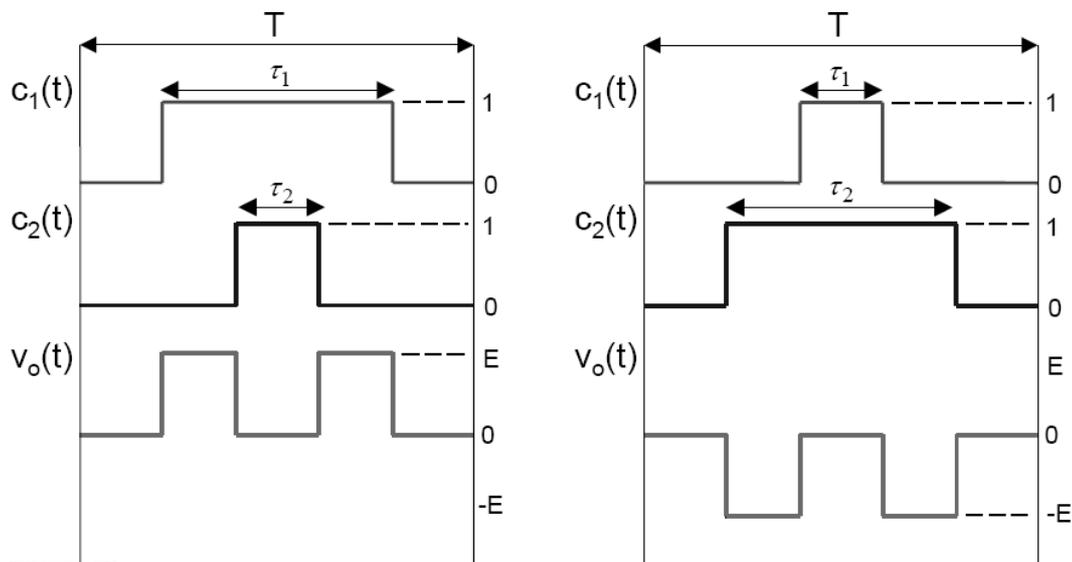
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

TABELA 3.1- Estados possíveis para as chaves do conversor

c_1	c_2	v_0
0	0	0
0	1	$-E$
1	0	E
1	1	0

A partir da Tabela 3.1, obtém-se a Equação 3.27 que descreve a tensão $v_0(t)$ aplicada a carga em função dos sinais de comando c_1 e c_2 . A Figura 3.30 mostra a forma de onda da função $v_0(t)$ para um período T de PWM.

$$v_0(t) = E[c_1(t) - c_2(t)] \quad (3.27)$$

FIGURA 3.30 - Formas de onda de v_0

Considerando V_0 a tensão média aplicada à carga no intervalo T , define-se

$$V_0(k) = \frac{1}{T} \int_0^T v_0(t) dt \quad (3.28)$$

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Substituindo a equação 3.27 na equação 3.28 obtém-se

$$V_0(k) = \frac{E}{T} \int_0^T (c_1 - c_2) dt \quad (3.29)$$

Considerando τ_1 o tempo dentro de um período T de PWM em que c_1 permanece no estado 1 e τ_2 o tempo em que c_2 permanece no estado 1 no mesmo intervalo T . Da equação 3.29 determina-se a equação 3.30, que fornece o valor médio da tensão aplicada a carga, dados os tempos τ_1 e τ_2 no k -ésimo período T , onde, k corresponde à valores inteiros múltiplos de T , que é o período de chaveamento do conversor.

$$V_0(k) = \frac{E}{T} [\tau_1(k) - \tau_2(k)] \quad (3.30)$$

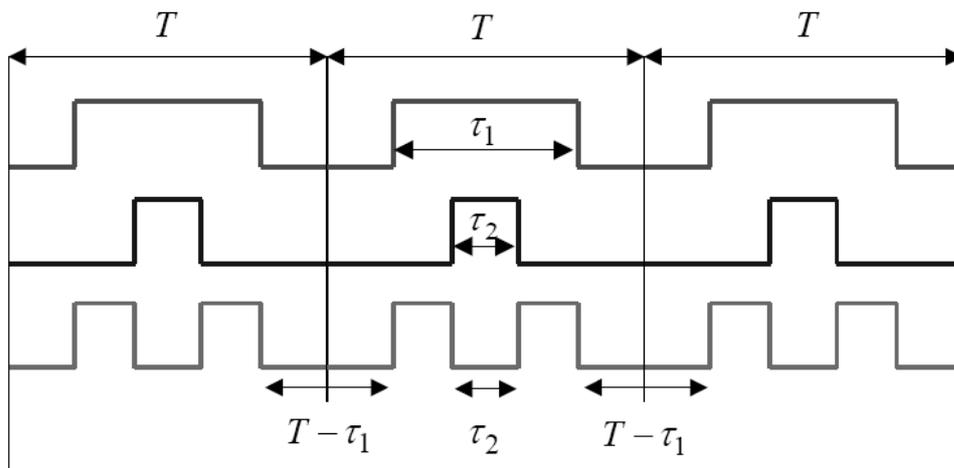


FIGURA 3.31 - Formas de onda de v_o considerando 3 períodos T

A Figura 3.31 apresenta a distribuição simétrica em períodos de PWM. Os tempos de forma a minimizar a onda de corrente de armadura (*ripple*) de corrente de armadura devem atender a condição dada por

$$T - \tau_1(k) = \tau_2(k) \quad (3.31)$$

Das equações 3.30 e 3.31, são obtidas as equações 3.32 e 3.33, que fornecem as larguras de pulsos necessários para uma determinada tensão de referência V_{ref} .

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

$$\tau_1 = \frac{T}{2} + \frac{T}{2E} V_{ref}(k) \quad (3.32)$$

$$\tau_2 = \frac{T}{2} + \frac{T}{2E} V_{ref}(k) \quad (3.33)$$

Com, $-E \leq V_{ref}(k) \leq E$ e $0 \leq \tau(k) \leq T$

3.6.5 O efeito do tempo morto

Conforme apresentado anteriormente, durante o funcionamento de um conversor ponte H existe um período de tempo chamado tempo morto (t_{Δ}), onde ambas chaves do mesmo braço do conversor estão abertas. Isso é feito para evitar um curto circuito na entrada do mesmo. No entanto, este modo de funcionamento introduz efeitos indesejáveis como ilustrado na Figura 3.32

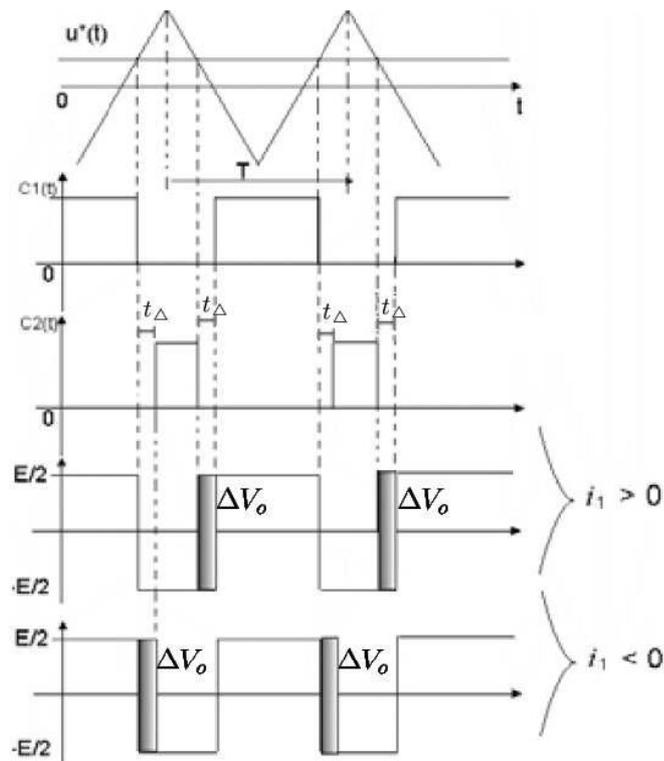


FIGURA 3.32 - Efeito do tempo morto

Na Figura 3.32, a área hachurada representa a diferença entre a tensão real (com tempo morto) e a ideal (sem tempo morto) aplicada à carga. Essa diferença, ΔV_o , pode ser positiva ou

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

negativa, dependendo da direção da corrente i_1 (considerando como referência o braço 1) como segue (Mohan *et al*, 2003).

$$\Delta V_0 = \begin{cases} +\frac{t\Delta}{T}V_0, & \text{se } i_1 < 0 \\ -\frac{t\Delta}{T}V_0, & \text{se } i_1 > 0 \end{cases} \quad (3.34)$$

Uma ilustração da variação da tensão média ideal (V_0^*) é representada pela Figura 3.33, onde u^* é a tensão de referência. A tensão média real V_0 em função do sentido da corrente i_1 é dada pela equação 3.35, onde $\text{sig}(i_1)$ corresponde ao sentido de i_1 (vale -1 quando $i_1 < 0$ e 1 quando $i_1 > 0$).

$$V_0(k) = V_0^*(k) + \Delta V_0(k)\text{sig}(i_1) \quad (3.35)$$

Portanto, conhecendo-se o sentido de i_1 , o tempo morto pode ser compensado segundo Seixas e Mendes (2005), pela equação:

$$\tau(k)_{comp} = \tau(k) + t_\Delta \text{sig}(i_1) \quad (3.36)$$

Onde, $T(k)_{comp}$ é a largura de pulso compensada e $\tau(k)$ a largura de pulso calculada a partir das equações 3.32 e 3.33.

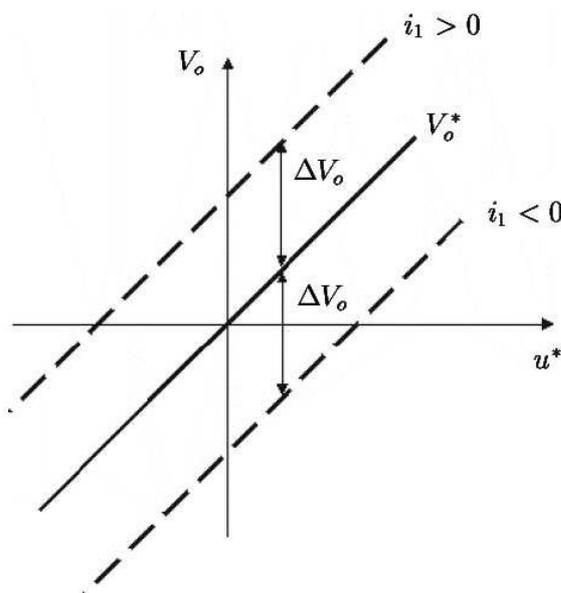


FIGURA 3.33 - Efeito do tempo morto (gráfico)

3.6.6 CONTROLADOR DSP TMS320LF2407 da família C2000

O DSP (*Digital Signal Processor*) da *Texas instruments*TM da família C2000, consiste numa família de DSP's com aritmética de ponto fixo (Texas Instruments, 1999) e que tem arquitetura projetada para processamento de sinais em tempo real e ideal para aplicações em controle de sistemas.

Mais detalhes sobre a arquitetura e funcionamento de cada módulo é encontrado em Texas Instruments, 1999 e 2001 e Seixas e Mendes (2005).

3.6.7 Análise no Domínio da Frequência

O termo resposta em frequência é a resposta em regime estacionário de um sistema submetido a um sinal de entrada qualquer. Nos métodos de resposta em frequência, varia-se a frequência do sinal de entrada ao longo de uma faixa de interesse e analisa-se a resposta resultante.

Uma das vantagens do enfoque de resposta em frequência é que os testes experimentais são simples e podem ser realizados com exatidão a partir do uso de geradores de sinal senoidal e de equipamentos de medida precisos. Muitas vezes a função transferência de componentes complicados pode ser determinada experimentalmente por meio dos testes de resposta de frequência. Adicionalmente, o enfoque no domínio da resposta em frequência apresenta a vantagem de se projetar um sistema de modo que os efeitos de ruídos indesejáveis sejam desprezíveis e que a análise e o projeto possam ser estendidos a determinadas classes de sistemas não-lineares (Ogata, 1997).

Embora a resposta em frequência de um sistema de controle apresente uma imagem qualitativa da resposta transitória, a correlação entre as respostas em frequência e transitórias é indireta, exceto no caso de sistemas de segunda ordem. Ao se projetar um sistema em malha fechada, ajusta-se a característica da resposta em frequência da função de transferência em malha aberta usando-se vários critérios de projeto a fim de se obterem características de resposta transitórias aceitáveis (Ogata, 1997).

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A apresentação das características da resposta em frequência pode ser sob forma gráfica. A representação gráfica em Diagramas de Bode ou gráficos logaritmos que são utilizados para determinação experimental das funções de transferência. Um Diagrama de Bode consiste em dois gráficos, um é o gráfico do logaritmo do módulo da função de transferência senoidal (representando o valor do módulo – magnitude) e o outro, um gráfico de ângulo de fase, ambos são construídos em função da frequência numa escala logarítmica.

3.6.8 Filtros Ativos Passa-Baixas

Um filtro é aplicável quando se deseja tratar um sinal de forma a atenuar componentes harmônicos que são indesejáveis, tais como os ruídos. O ruído pode ser apresentado em altas, baixas ou em todas as frequências (ruído branco). Com um filtro passa-baixas pode-se atenuar componentes em frequências altas do sinal. A Figura 3.34 mostra a resposta de um filtro passa-baixas, onde ω_{pass} é a frequência de corte, a_{pass} é a amplitude mínima do sinal na banda passante (frequência abaixo de ω_{pass}), ω_{stop} é a frequência de parada (onde há a maior atenuação do sinal) e a_{stop} é a amplitude máxima em dB do sinal na banda de rejeição (frequências acima de ω_{stop}) (Theede, 2004).

Para o tratamento dos sinais, podem ser aplicados filtros ativos passa-baixas do tipo Butterworth. A Função de Butterworth de um filtro de ordem n é dada por:

$$|H_{B,n}(j\omega/\omega_{pass})| = \frac{1}{\sqrt{1 + \varepsilon^2 (\omega/\omega_{pass})^{2n}}} \quad (3.37)$$

onde,

$$\varepsilon = \sqrt{10^{-0.1a_{pass}} - 1} \quad (3.38)$$

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

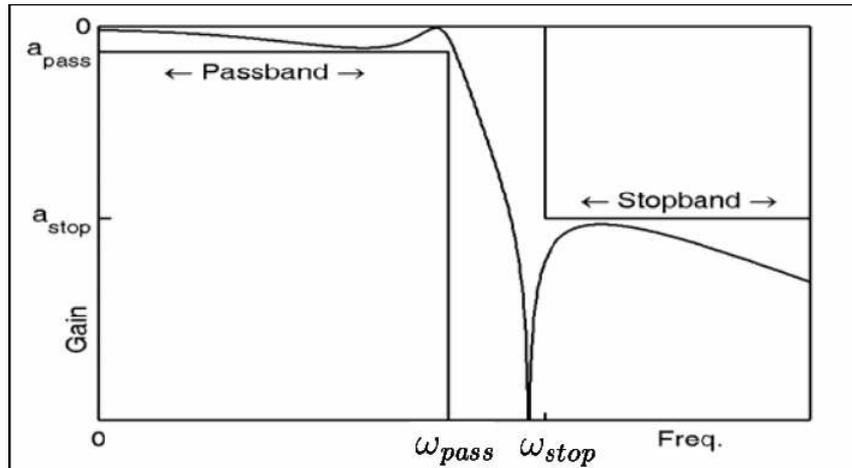
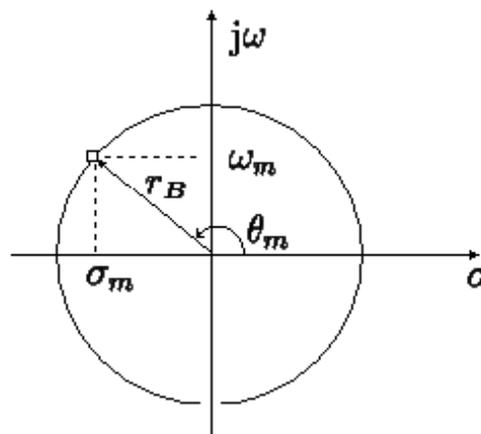


FIGURA 3.34 - Filtro passa-baixas parâmetros de projeto

A ordem da função de Butterworth do filtro passa-baixas, em função dos parâmetros apresentados na Figura 3.34, é definida como (Thede, 2004):

$$n = \frac{\log\left[\frac{10^{-0.1a_{stop}} - 1}{10^{-0.1a_{pass}} - 1}\right]}{2 \log(\omega_{stop} / \omega_{pass})} \quad (3.39)$$

A alocação dos pólos da equação de transferência normalizada do filtro é feita considerando o lado esquerdo do círculo de raio r_B com centro na origem do plano s (Figura 3.35), onde os pólos devem ter módulo igual a r_B .

FIGURA 3.35 - Círculo de raio r_B no plano s

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O lado esquerdo do eixo $j\omega$ é escolhido para garantia da estabilidade. Então, o valor de r_B é definido por:

$$r_B = \varepsilon^{-1/n} \quad (3.40)$$

Definido r_B , os ângulos dos pólos são determinados a partir das Equações 3.41 e 3.42. Essas equações determinam apenas os valores dos ângulos dos pólos complexos no segundo quadrante do plano s . Como cada pólo complexo tem seu conjugado, os ângulos dos pólos no terceiro quadrante são prontamente definidos por:

$$\theta_m = \frac{\pi(2m + n + 1)}{2n}, m = 0, 1, \dots, (n/2) - 1 \text{ (se } n \text{ par)} \quad (3.41)$$

$$\theta_m = \frac{\pi(2m + n + 1)}{2n}, m = 0, 1, \dots, ((n - 1)/2) - 1 \text{ (se } n \text{ ímpar)} \quad (3.42)$$

As partes real e imaginária dos pólos complexos são definidas respectivamente por:

$$\sigma_m = r_B \cos(\theta_m) \quad (3.43)$$

$$\omega_m = r_B \text{sen}(\theta_m) \quad (3.44)$$

Caso a ordem n do filtro seja ímpar, além de pólos complexos, a função de transferência apresentará um pólo real, definido por:

$$\sigma_0 = -r_B \quad (3.45)$$

A equação de transferência do filtro Butterworth normalizada é definida por:

$$H_{B,n}(S) = \frac{\prod_m B_{2m}}{\prod_m S^2 + SB_{1m} + B_{2m}}, m = 0, 1, \dots, (n/2) - 1 \text{ (se } n \text{ par)} \quad (3.46)$$

$$H_{B,n}(S) = \frac{r \prod_m B_{2m}}{(S + r) \prod_m S^2 + SB_{1m} + B_{2m}}, m = 0, 1, \dots, ((n - 1)/2) - 1 \text{ (se } n \text{ ímpar)} \quad (3.47)$$

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Onde,

$$B_{1m} = 2\sigma_m \quad (3.48)$$

$$B_{2m} = \sigma_m^2 + \omega_m^2 \quad (3.49)$$

Na maioria dos casos, a função normalizada do filtro deve ser convertida para uma função não-normalizada se $\omega_{pass} \neq 1 \text{ rad/s}$. Para tanto, define-se a ordem do filtro pela Equação 3.39, obtém-se a equação de transferência normalizada a partir de 3.46. Para n par, ou Equação 3.47, para n ímpar, e substitui-se S por s/ω_{pass} . Assim é obtida a função não-normalizada do filtro passa-baixas Butterworth representada por:

$$H_{b,n}(S) = \frac{\prod_m b_{2m}}{\prod_m s^2 + s.b_{1m} + b_{2m}}, m = 0,1,\dots,(n/2)-1 \text{ (se } n \text{ par)} \quad (3.50)$$

$$H_{b,n}(S) = \frac{r \prod_m b_{2m}}{(s+r) \prod_m s^2 + s.b_{1m} + b_{2m}}, m = 0,1,\dots,((n-1)/2)-1 \text{ (se } n \text{ ímpar)} \quad (3.51)$$

Onde,

$$b_1 = B_{1m} \omega_{pass} \quad (3.52)$$

$$b_2 = B_{2m} \omega_{pass}^2 \quad (3.53)$$

$$r = r_B \omega_{pass} \quad (3.54)$$

De posse da equação não-normalizada do filtro, o passo seguinte é a construção do circuito eletrônico. Nesse caso, a topologia do tipo Sallen-Key, apresentada na Figura 3.36 pode ser usada na representação de um termo de segunda ordem da equação do filtro (Thede, 2004). Se o filtro tiver ordem quatro ($n = 4$), por exemplo, devem-se ter duas estruturas Sallen-key em série, se $n = 6$, devem-se ter três e assim por diante.

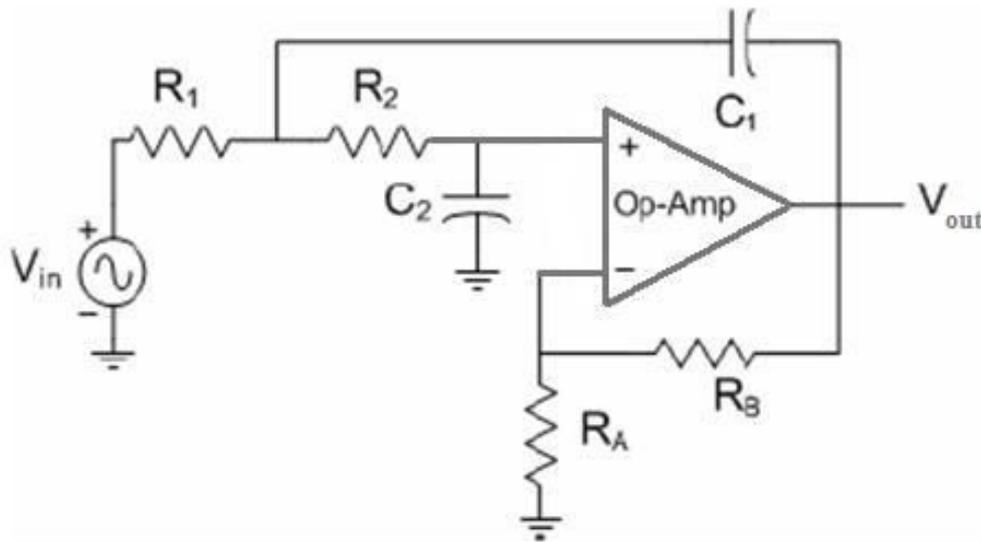


FIGURA 3.36 - Topologia Sallen-key

A função de transferência do circuito, representado pela Figura 3.36 é definida por:

$$\frac{V_{out}}{V_{in}} = \frac{K / R_1 R_2 C_1 C_2}{s^2 + (1/R_1 C_1 + 1/R_2 C_1 + (1-K)/R_2 C_2)s + 1/R_1 R_2 C_1 C_2} \quad (3.55)$$

Onde,

$$K = 1 + \frac{R_B}{R_A} \quad (3.56)$$

Fazendo $R_1 = R_2 = R$ e $C_1 = C_2 = C$ a Equação 3.55 fica representada pela relação dada por 3.57. O filtro Butterworth correspondente, isto é, a função não-normalizada, é representada por 3.58. O ajuste de ganho será considerado mais tarde, uma vez que a Equação 3.57 tem ganho K e a Equação 3.58 tem ganho unitário.

$$\frac{V_{out}}{V_{in}} = \frac{K / R^2 C^2}{s^2 + ((3-K)/RC)s + 1/R^2 C^2} \quad (3.57)$$

$$H_{b,2} = \frac{b_2}{s^2 + b_1 s + b_2} \quad (3.58)$$

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Das Equações 3.57 e 3.58, obtêm-se as Equações 3.59 e 3.60, que definem as relações entre os valores dos pólos alocados e dos componentes a serem utilizados na implementação do filtro.

$$b_2 = 1/R^2 C^2 \quad (3.59)$$

$$b_1 = (3 - K)/RC \quad (3.60)$$

Das Equações 3.59 e 3.60 define-se:

$$K = 3 - (b_1 / \sqrt{b_2}) \quad (3.61)$$

Das Equações 3.56 e 3.61, obtêm-se:

$$R = 1/\sqrt{b_2} C^2 \quad (3.62)$$

$$R_A / R_B = 2 - (b_1 / \sqrt{b_2}) \quad (3.63)$$

Para fins de projeto, definem-se os valores de C e R_A (valores comerciais) e calculam-se os demais parâmetros a partir das Equações 3.63, 3.62 e 3.61, calculado os valores de b_1 e b_2 pelas Equações 3.52 e 3.53.

No caso de um filtro de ordem ímpar (n ímpar), deve-se ter ligada em série uma estrutura que implemente o fator de primeira ordem. A estrutura apresentada na Figura 3.37 implementa o termo de primeira ordem do filtro.

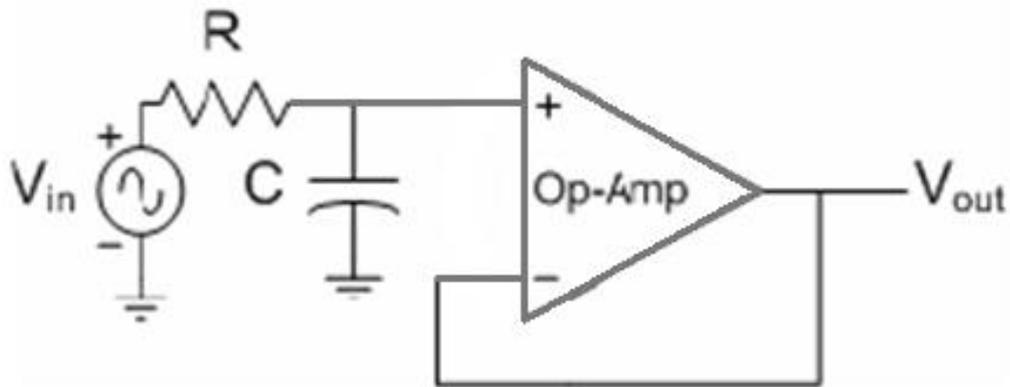


FIGURA 3.37 - Estágio de primeira ordem de um filtro passa-baixas

A função de transferência da estrutura apresentada na Figura 3.37 é dada pela Equação 3.64.

A função não-normalizada do filtro Butterworth correspondente é dada pela Equação 3.65.

$$\frac{V_{out}}{V_{in}} = \frac{1/RC}{s + 1/RC} \quad (3.64)$$

$$H_{B,1} = \frac{r}{s + r} \quad (3.65)$$

Para fins de projeto, define-se o valor de C (valor comercial), e calcula-se o valor da resistência R pela Equação 3.66, onde o valor de r foi definido por 3.54.

$$R = 1/rC \quad (3.66)$$

Finalmente, um ajuste do ganho do filtro calculado deve ser implementado caso a ordem do filtro calculada pela Equação 3.37 seja maior que 1. Uma estratégia a ser implementada é a aplicação de um divisor de tensão na saída do filtro, como mostrado na Figura 3.38.

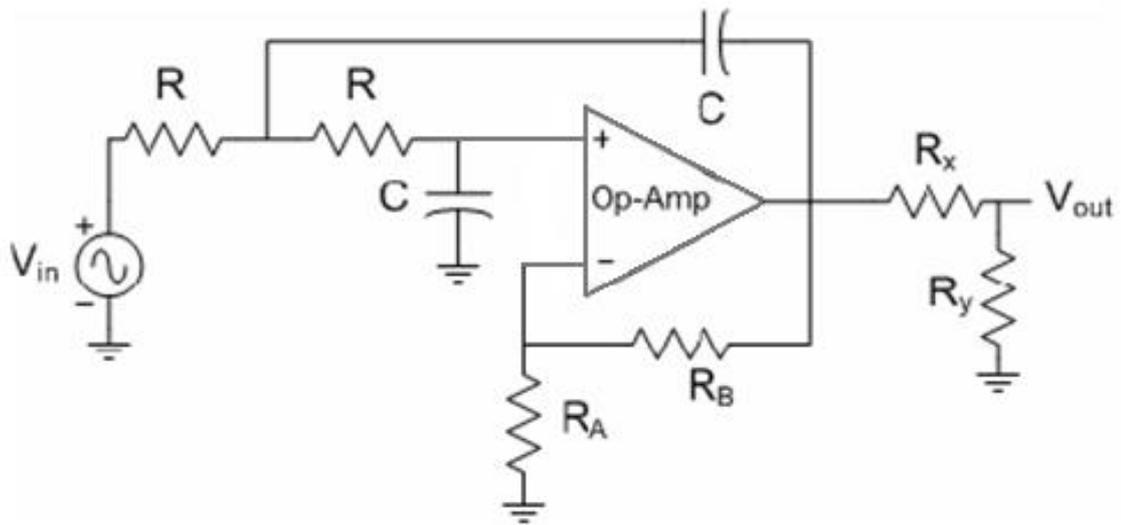


FIGURA 3.38 - Divisor de tensão aplicado à saída de um filtro

Da Figura 3.38, o ganho total do circuito G_{tot} é:

$$G_{tot} = K_{tot} / GA \quad (3.67)$$

Onde, K_{tot} é o produtório dos ganhos K de cada estágio do filtro e GA o ajuste de ganho, dado pela Equação 3.68 em função das resistências R_x e R_y .

$$GA = \frac{R_x + R_y}{R_y} \quad (3.68)$$

A resistência de saída do circuito é R_{out} e é dada por:

$$GA = \frac{R_x R_y}{R_x + R_y} \quad (3.69)$$

Das Equações 3.69 e 3.68, são obtidas:

$$R_x = GA \cdot R_{out} \quad (3.70)$$

$$R_y = \frac{GA \cdot R_{out}}{GA - 1} \quad (3.71)$$

Por fim, no ajuste do ganho do filtro para um valor desejado G_{tot} , calculam-se os ganhos K de cada estágio do filtro pela Equação 3.61. Obtem-se o K_{tot} pelo produto dos valores K encontrados. Da relação da Equação 3.69, é definido o valor de GA . O valor de R_{out} é fixado segundo a conveniência. Finalmente, pelas Equações 3.70 e 3.71, são definidos os valores de R_x e R_y , a serem adotados na construção do divisor de tensão.

3.6.9 Aplicação de dispositivos de controle

Pinto e Pacheco (2006) implementaram um sistema de controle de ruído semi-ativo para tubos de escapamento baseado em ressonadores de volume variável com um motor de corrente contínua e um sensor para posicionamento e controle do volume conforme mostrado na Figura 3.39.

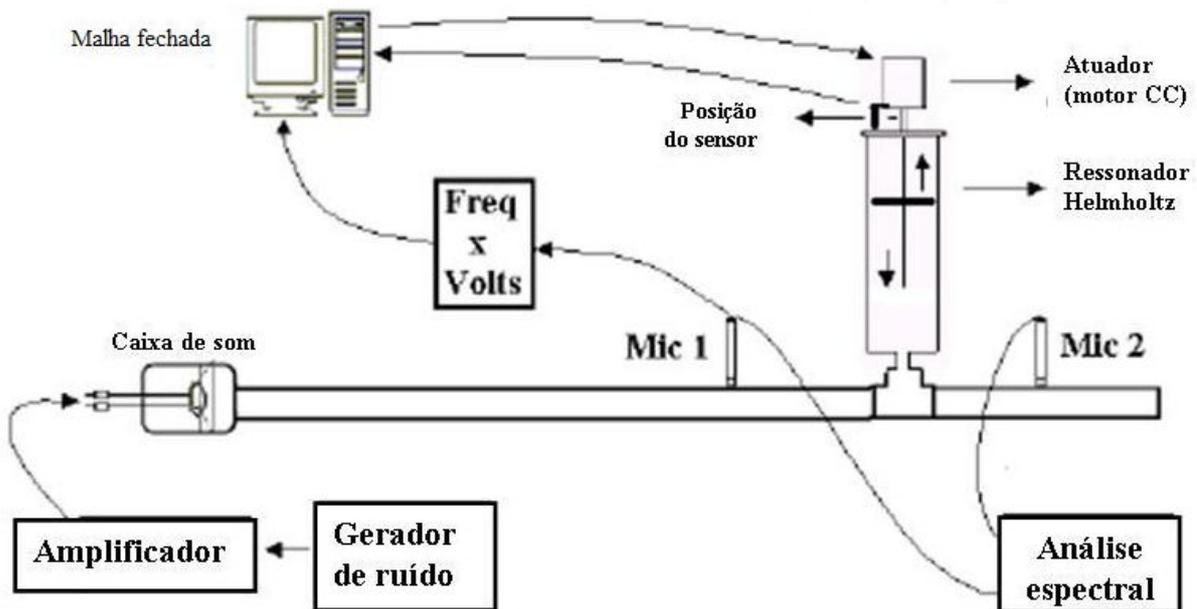


FIGURA 3.39 - Controle de ruído semi-ativo para tubos de escapamento (Pacheco, 2006)

Vaculik (2001) desenvolveu um projeto (Figura 3.40) com um sistema de atuação magnética, dispositivo com potencial para substituir as borboletas que possuem acionamento a cabos de aço flexíveis, motores de passo e motores de cc.

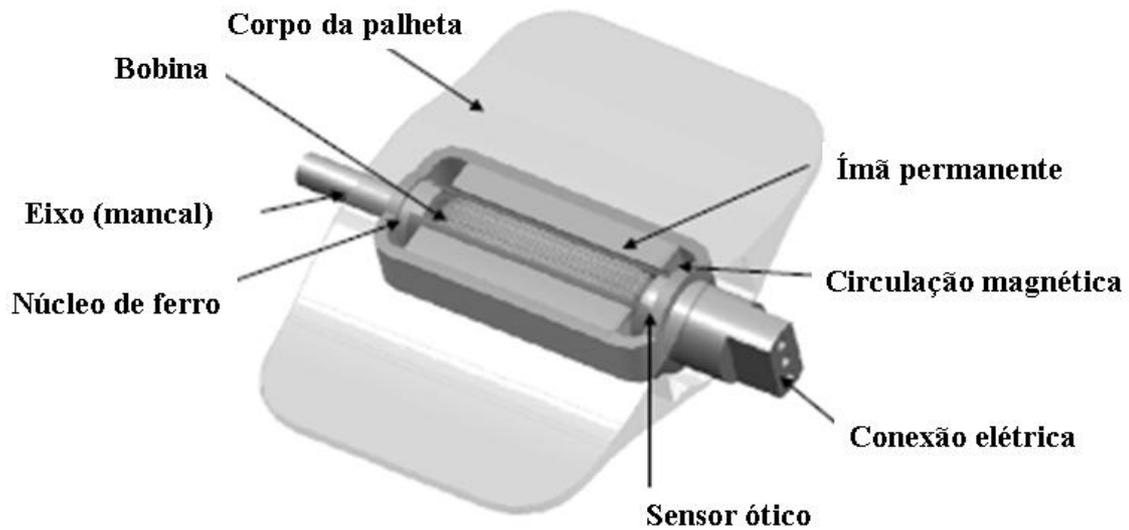


FIGURA 3.40 - Protótipo de uma borboleta ou uma palheta (Vaculik, 2001)

Uma exigência importante era que o sistema operasse sem um consumo de potência elétrica. Isto pode ser resolvido por um exemplo mecânico, porém o compromisso neste caso foi um sistema magnético, Figura 3.41. Foi usada força atraiante para segurar uma extremidade para um limite geométrico. No caso de um fluxo magnético de campo induzido resulta em um torque que move o dispositivo.

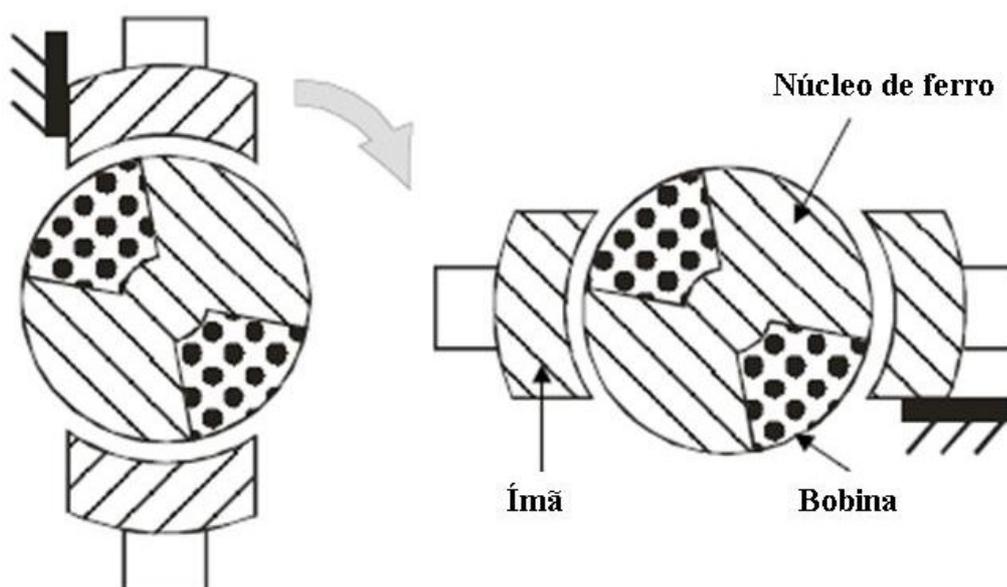


FIGURA 3.41 - Princípio de funcionamento do sistema magnético

3.7 Testes de desempenho em dinamômetro de bancada

Um motor de combustão interna tem seu desempenho avaliado em função de vários parâmetros. Neste trabalho serão avaliados o torque, a potência e o consumo específico (na faixa útil de operação do motor), visto que estes são os parâmetros normalmente utilizados para caracterizar o desempenho de um motor de combustão interna automotivo (NBR ISO 1585, 1996). O teste de desempenho é resultado das diversas propriedades e conceitos aplicados ao desenvolvimento do motor que, se alteradas adequadamente, podem influenciar no desempenho e emissões de poluentes dos motores.

Inicialmente, tem-se o torque como a capacidade de carga de um motor, sua disponibilidade para realizar trabalho. Vale ressaltar que parte do torque produzido pelo motor é gasto para vencer o atrito dos mancais, dos pistões e das demais peças do motor, e para efetuar a admissão da mistura ar-combustível e a descarga dos gases da combustão, sendo a parcela realmente disponível no eixo para carga denominada torque (Heywood, 1988; Obert, 1971). Potência é a taxa com que o torque é realizado por um motor (Heywood, 1988), sua capacidade de “atuar” sob certa carga a uma dada velocidade. Pressão média efetiva é definida (Heywood, 1988) como a razão entre o trabalho realizado em um ciclo dividido pelo volume do cilindro deslocado por ciclo. É uma pressão hipotética constante que seria necessária no interior do cilindro de um motor, durante um ciclo, para desenvolver uma potência efetiva (Obert, 1971). Finalmente, o consumo específico que é um parâmetro que mede a eficiência de um motor em transformar combustível em trabalho (Heywood, 1988; Obert, 1971), o quanto é consumido de combustível para realizar determinado trabalho.

O desempenho do motor de combustão interna depende de um grande número de parâmetros, principalmente da quantidade de ar admitido. Quanto maior é a massa de ar admitida, maior é a quantidade de combustível que pode ser injetada, sendo controlada em sistemas com gerenciamento eletrônico pelo tempo em que o bico injetor de combustível permanece aberto e a pressão na linha de combustível. Portanto, para uma maior quantidade de ar admitido, maior a energia introduzida e maior a potência desenvolvida (Heywood, 1988; Soares, 2000). O aumento da pressão atmosférica faz aumentar a densidade do ar, aumentando a massa de ar por unidade de tempo, fazendo com isso aumentar a quantidade de combustível injetado, proporcionando um crescimento da energia disponível e também de potência do motor.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Já a influência da temperatura ambiente na potência do motor está diretamente relacionada a mistura ar-combustível, no qual um restrito intervalo de temperatura, ocorre a oxidação e, portanto, uma combustão rápida. Para temperaturas mais elevadas, aumenta-se a tendência ao fenômeno de detonação e contribui-se para uma perda do rendimento volumétrico, pode causar também, no caso de motores a gasolina, evaporação estratificada de combustível injetado na câmara, em virtude da existência de vários componentes na sua formulação, pode haver evaporações parcializadas em temperaturas diversificadas. Para baixas temperaturas, apenas uma parte muito pequena da gasolina injetada ser vaporizada, pode ocasionar problemas de homogeneidade e fluxo da mistura (Soares, 2000).

A umidade relativa do ar é um fator importante no desempenho de um motor de combustão interna, porém não comparável à importância da influência da pressão e temperatura atmosférica (Soares, 2000). O vapor d'água exerce influência na pressão interna do cilindro, pois proporciona um acréscimo na pressão barométrica total. A essa influência é dada a denominação pressão parcial de vapor d'água (NBR ISO 1585, 1996; Van Wylen *et al*, 1998). Assim, um aumento da umidade relativa do ar proporciona uma massa ar-combustível com mais partículas de água. Essas partículas de água se vaporizam, quando submetidas a alta temperatura no interior do cilindro, aumentando a pressão local (Soares, 2000).

3.8 Considerações finais

A revisão bibliográfica mostra possibilidades e tendências em pesquisa e desenvolvimento aplicados à maximização de eficiência volumétrica. A ênfase foi dada ao estudo do escoamento em sistemas de admissão. Ressonadores em condutos são estudados com o intuito de melhorar o desempenho em motores de combustão interna.

Conceitos e desenvolvimento de sistemas de controle também são apresentados na revisão bibliográfica para subsídio da construção do ressonador eletrônico. No próximo capítulo são apresentadas as metodologias utilizadas para a construção dos ressonadores avaliados nesse trabalho e para a obtenção dos dados para as várias condições testadas.

4. METODOLOGIA

4.1 Introdução

Neste capítulo são apresentados os procedimentos de desenvolvimento do ressonador de volume variável com controle eletrônico e os parâmetros para os testes experimentais adotados para a obtenção dos resultados desse trabalho. Na metodologia experimental são mostrados os detalhes da montagem do sistema, definição dos condutos de admissão adotados, o cálculo da frequência dos componentes do sistema de admissão e o posicionamento dos sensores utilizados nos experimentos.

Também são apresentados os procedimentos experimentais dos testes e a metodologia numérica para o controle eletrônico do volume interno. Para a realização dos testes em Banco de Fluxo, são apresentados os mecanismos de montagem do sistema e a metodologia utilizada para obtenção dos resultados. Os testes experimentais de desempenho foram realizados em um dinamômetro hidráulico de bancada (PUC Minas) e em um dinamômetro elétrico de bancada (FPT Powertrain Technologies). Os parâmetros foram avaliados conforme norma ABNT NBR 5477/1982 e os testes foram realizados e corrigidos conforme a norma ABNT NBR1585/1996 para a condição original do motor sem ressonador (referência) e para o motor com o ressonador no sistema de admissão.

4.2 Desenvolvimento do ressonador de volume variável

4.2.1 Desenvolvimento do sistema mecânico do ressonador de volume variável

A metodologia utilizada para o desenvolvimento do novo ressonador partiu dos estudos de sistemas de volumes fixos, como caixas e cavidades ressonantes estudadas por diversos autores apresentados na revisão bibliográfica.

O primeiro modelo construído foi semelhante ao utilizado por Hanriot, 2001, Rodríguez, 2006 e Pinto e Pacheco, 2006. São sistemas nos quais se tem um cilindro como cavidade ressonante e a variação do volume acontece com o curso de um pistão, que varia de posição através de uma rosca fuso. A Figura 4.1 mostra o modelo do ressonador de pistão construído.

METODOLOGIA

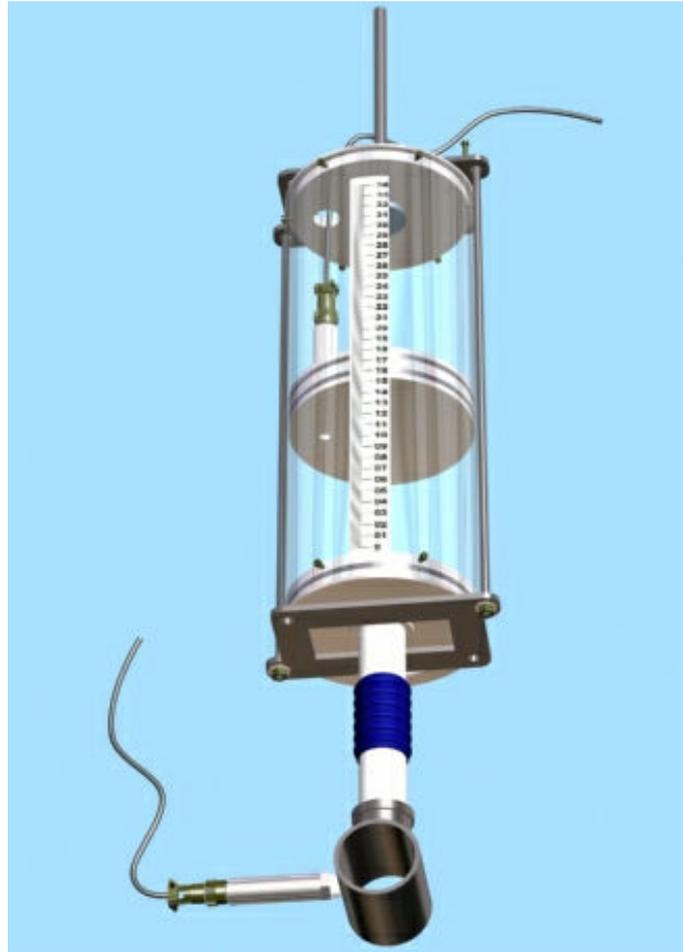


FIGURA 4.1 - Modelo do ressonador de pistão

As Tabelas 4.1 e 4.2 apresentam as características construtivas do ressonador, que foi denominado de ressonador de pistão. A Figura 4.2 mostra a foto do ressonador de pistão construído.

TABELA 4.1 - Dimensões construtivas do ressonador de pistão

Dimensões do Ressonador (mm)	
Comprimento da cavidade	370
Diâmetro da cavidade	150
Comprimento do pescoço	170
Diâmetro do pescoço	25,4

METODOLOGIA

TABELA 4.2 - Volumes relativos ao curso aplicado

Variação do volume com o curso do pistão de acordo com as características do ressonador de pistão			
curso (mm)	volume (m ³)	volume (litros)	frequência de ressonância de Helmholtz (Hz)
50	0,00088	0,88	102,15
100	0,00177	1,77	72,23
150	0,00265	2,65	58,98
200	0,00353	3,53	51,08
250	0,00442	4,42	45,68
300	0,00530	5,30	41,70

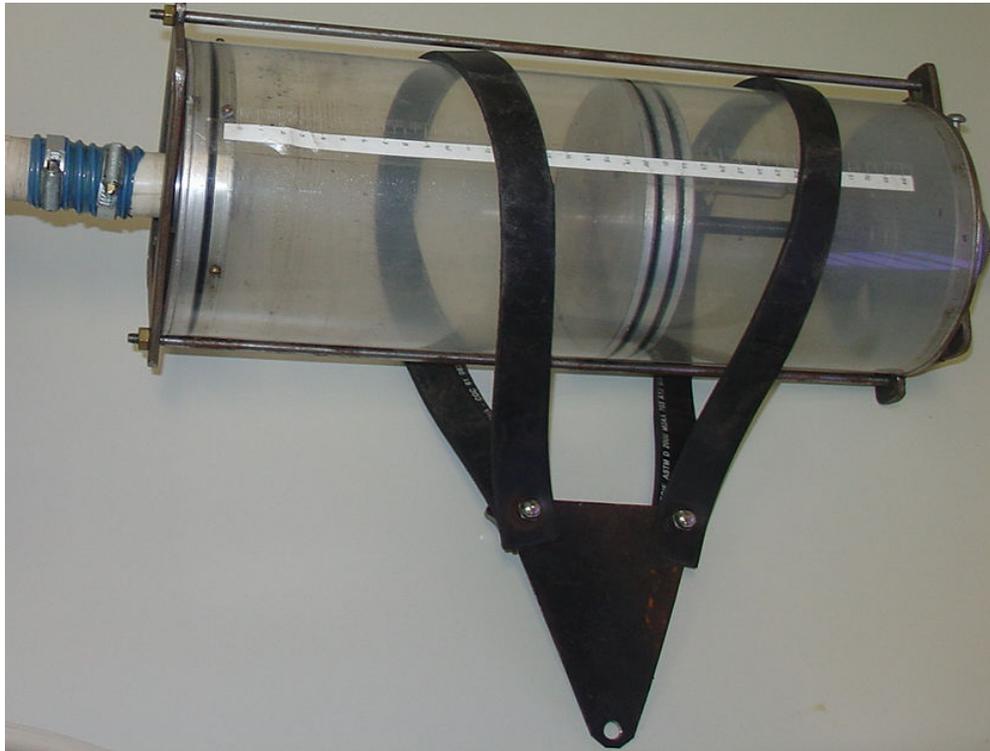


FIGURA 4.2 - Foto do ressonador de pistão com o suporte de fixação

Porém este primeiro modelo apresentou uma dinâmica de variação de volume muito lenta, para o volume do ressonador de 0,88 a 4,42 litros, que corresponde a uma variação do curso do pistão de 50 a 250 mm e uma variação de velocidade do motor de 1500 rev/min a 2500 rev/min em plena carga, o tempo deve ser em torno de dois segundos. No entanto, foi mostrado por meio de testes que para o controle realizar este acionamento do pistão variando o volume de 0,88 a 4,42 litros o tempo foi maior.

METODOLOGIA

Para resolver este problema, um segundo modelo foi construído, desenvolvido para ter maior agilidade na variação do volume, alterando o volume interno do ressonador com maior velocidade. A Figura 4.3 apresenta o modelo do ressonador de palheta desenvolvido para este finalidade.

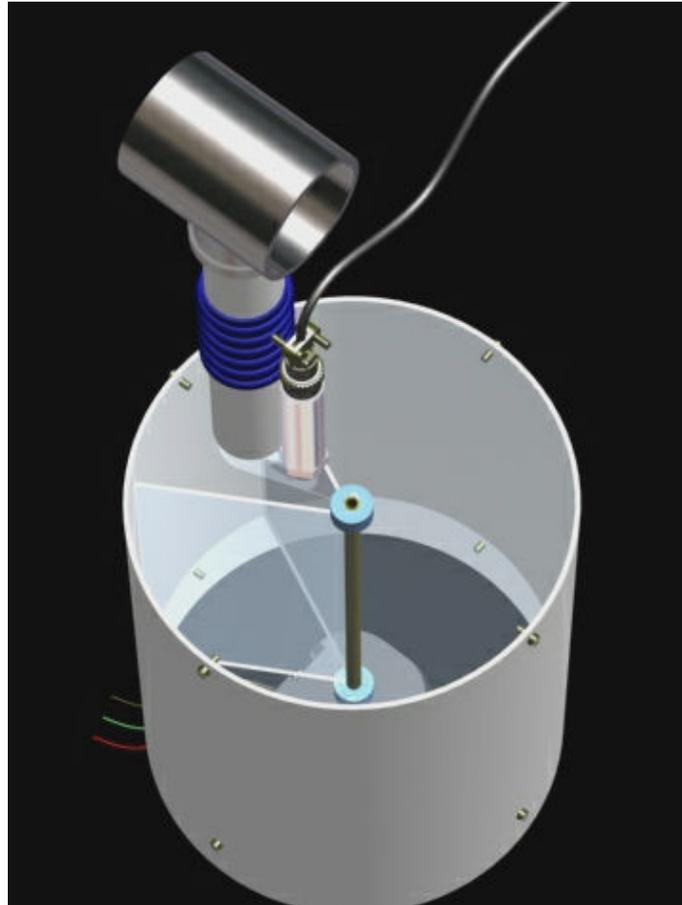


FIGURA 4.3 - Modelo do ressonador de palheta

A Figura 4.4 apresenta o modelo do ressonador de palheta com um eixo central e duas palhetas, sendo uma palheta fixa e outra móvel. O ângulo entre as duas palhetas define o volume do ressonador. A variação do ângulo é controlada por um sistema de redução de engrenagens e um motor de corrente contínua. As Figuras 4.5 e 4.6 mostram fotos do ressonador de palheta. As Tabelas 4.3 e 4.4 definem as características construtivas do ressonador de palheta.

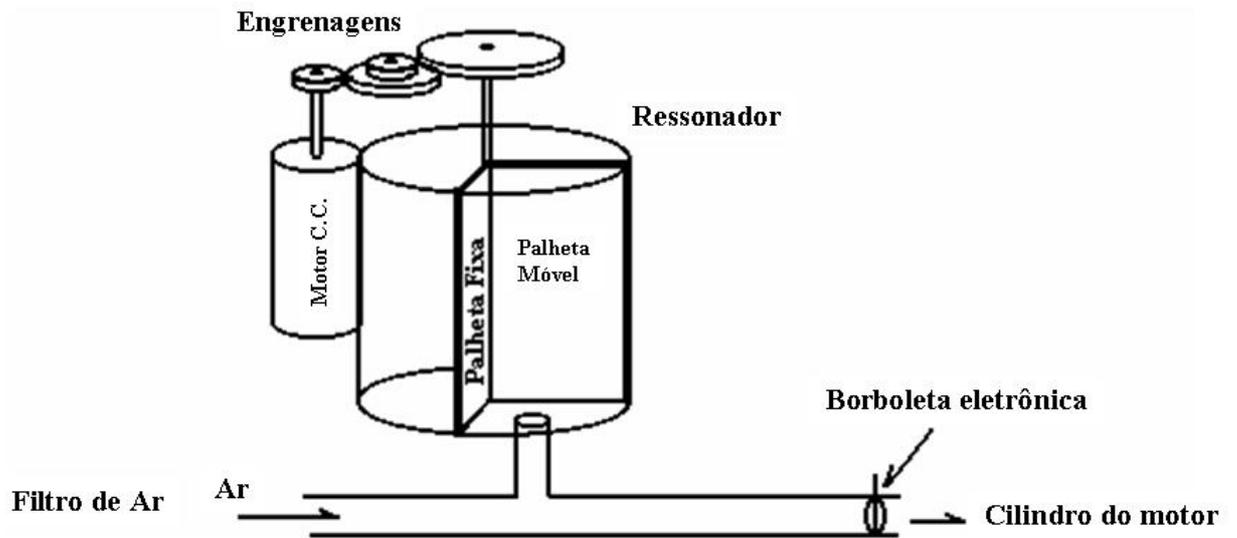


FIGURA 4.4 – Esquema do ressonador de palheta acoplado ao conduto de admissão do motor

A Figura 4.5 mostra uma foto da vista superior do ressonador de palheta, onde pode ser observado o motor de corrente contínua e o sistema de redução, que foram retirados do sistema de acionamento da borboleta eletrônica de carga do motor com *drive by wire* e adaptados para o controle do eixo da palheta móvel. A parte inferior do ressonador pode ser vista na Figura 4.6.



FIGURA 4.5 - Foto da parte superior do ressonador de palheta

METODOLOGIA



FIGURA 4.6 - Foto da parte externa e inferior do ressonador de palheta

TABELA 4.3 - Dimensões construtivas do ressonador de palheta

Dimensões do Ressonador	
Comprimento da cavidade	190 mm
Diâmetro da cavidade	195 mm
Comprimento do pescoço	170 mm
Diâmetro do pescoço	25,4 mm

TABELA 4.4 - Volumes relativos ao ângulo aplicado no ressonador de palheta

Variação do volume e da frequência com o ângulo da palheta de acordo com as características do ressonador de palheta			
ângulo (mm)	volume (m ³)	volume (litros)	frequência de ressonância de Helmholtz (Hz)
30	0,00047	0,47	107,88
60	0,00095	0,95	76,28
90	0,00142	1,42	62,28
120	0,00189	1,89	53,94
150	0,00236	2,36	48,24
180	0,00284	2,84	44,04
210	0,00331	3,31	40,77
240	0,00378	3,78	38,14
270	0,00425	4,25	35,96
300	0,00473	4,73	34,11
330	0,00520	5,20	32,53
360	0,00567	5,67	31,14

4.2.2 Metodologia experimental e numérica para o controle eletrônico do ressonador

4.2.2.1 Introdução

Para o desenvolvimento do controle do ressonador de volume variável foi utilizado o software *MATLAB* da *MathWorksTM*, e para implementação e teste do algoritmo de controle (em linguagem C e Assembly) foi utilizado o *CCS 3.3 (Code Composer Studio)* da *Texas InstrumentsTM*, o qual fornece uma interface de programação e depuração.

O controle do ressonador de palheta foi desenvolvido em função da posição da palheta móvel do ressonador, obtendo um controle aproximado de um sistema superamortecido, sem exceder as limitações do motor c.c. utilizado. A Figura 4.7 mostra um modelo do ressonador de palheta com o motor e o sistema de redução.

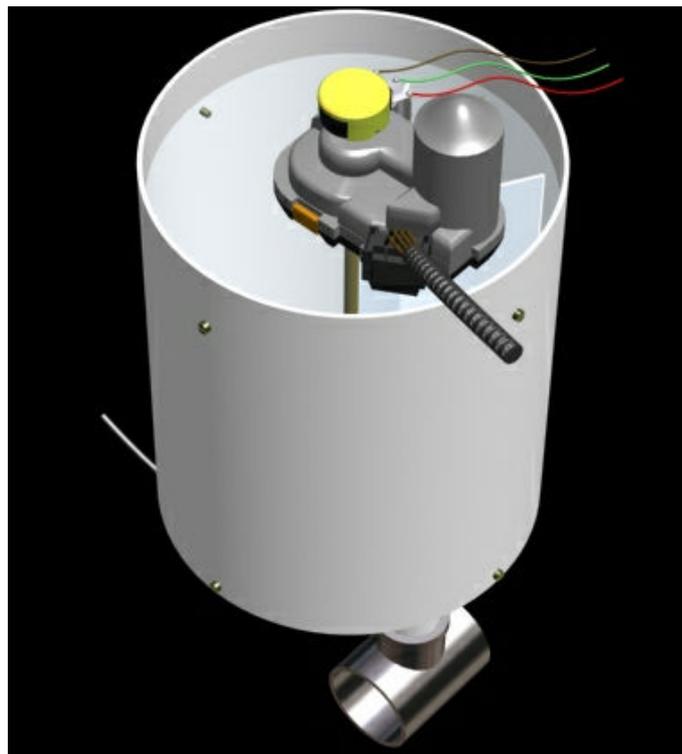


FIGURA 4.7 - Modelo do ressonador de palheta com o motor cc incorporado ao sistema de redução

METODOLOGIA

Inicialmente foi considerado apenas o controle com realimentação de posição da palheta e perturbações externas iguais a zero. Definido e validado o modelo do conjunto motor c.c., das engrenagens e do ressonador de palheta, foi implementado o controlador Proporcional Integral (PI) do modelo no MatLab™. De posse dos parâmetros do controlador PI, foi desenvolvido o algoritmo de controle no controlador DSP.

A referência de posição foi gerada no controlador DSP de acordo com os sinais de pressão, temperatura do ar no interior do ressonador, posição da borboleta de admissão e velocidade de rotação do motor, sendo elaborado o diagrama de blocos da Figura 4.8. O algoritmo no DSP faz a aquisição dessas variáveis e calcula a posição de volume adequado para a sintonia com a frequência do sistema de admissão. Para se obter o volume varia-se o ângulo da palheta móvel de 30° a 360°. O valor encontrado é a referência para o controle (*software link*).

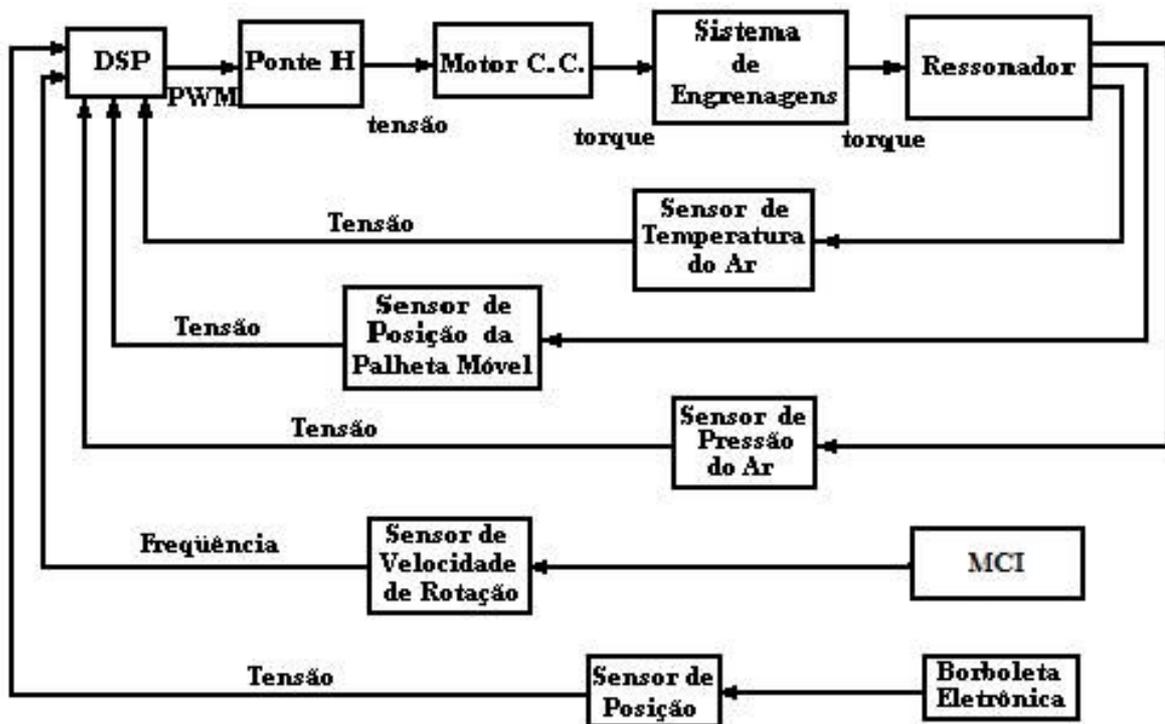


FIGURA 4. 8 - Diagrama de blocos do funcionamento do controlador DSP

Os valores de temperatura e pressão são os parâmetros para o cálculo da massa de ar admitida pelo motor de combustão interna, sendo por isso importantes no cálculo da referência da posição da palheta do ressonador.

METODOLOGIA

A posição da borboleta também é importante, uma vez que altera a queda da pressão do escoamento e a amplitude da frequência de ressonância no sistema de admissão. A rotação do eixo comando de válvulas define a frequência de abertura e fechamento das válvulas de admissão. Para o controle de volume, foi utilizada a posição da palheta móvel do ressonador através de um potenciômetro linear acoplado ao eixo do ressonador.

A Figura 4.9 apresenta o esquema do sistema de controle da palheta móvel, onde o controlador PI foi implementado no DSP que controla o tempo de disparo dos *Mosfets* da ponte H. A tensão média é aplicada ao motor, que movimenta o conjunto de engrenagens e a palheta do ressonador.

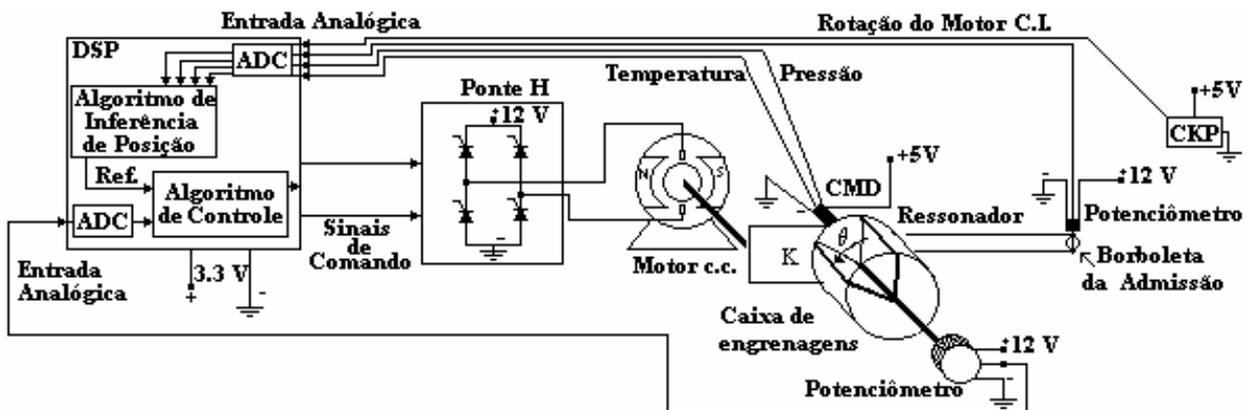


FIGURA 4.9 – Esquema do sistema de controle com o ressonador de palheta

No eixo do ressonador onde a palheta foi fixada está acoplado o potenciômetro que retorna um sinal de tensão ($0-12V \rightarrow 30-360^\circ$), que é transmitido à uma das entradas analógicas do DSP e é convertido num valor de 10 bits pelo ADC (analogic-digital converter), o qual é usado no algoritmo de controle que gera os tempos de disparo dos *Mosfets* da ponte H. A referência (posição da palheta) é gerada pelo DSP segundo os valores fornecidos pelo sensor de posição da borboleta (potenciômetro), temperatura e pressão do ar no ressonador (CMD) e rotação do virabrequim (CKP).

Os sinais correspondentes às grandezas medidas pelos sensores do motor utilizadas para o monitoramento e controle do sistema com o ressonador de palheta necessitam ser introduzidos no DSP. Para isto deve ser obtida a função transferência de cada grandeza obtida das curvas de calibração estática. Como estas curvas não são fornecidas pelo fabricante do motor, uma curva aproximada foi obtida para cada grandeza, utilizando um sistema de medição de referência.

4.2.2.2 Levantamento das curvas de pressão e temperatura

Os sensores de pressão e temperatura utilizados são os do sistema de injeção eletrônica que faz parte do conjunto medidor de densidade - CMD do sistema de admissão do motor. O sensor de pressão é constituído de uma ponte de Wheatstone. Uma face desta membrana é exposta a uma câmara com vácuo e a outra exposta a pressão do coletor, sendo que a diferença entre as pressões gera uma variação de resistência. O sensor de temperatura é um termistor do tipo NTC (coeficiente de temperatura negativo), onde a tensão de saída deste sensor varia em função da resistência do termistor. Ambos são alimentados com uma tensão constante de 5V.

Para a obtenção da resposta estática do sensor foi utilizada uma bomba de depressão acoplada ao sensor de pressão, conforme apresentado na Figura 4.10.

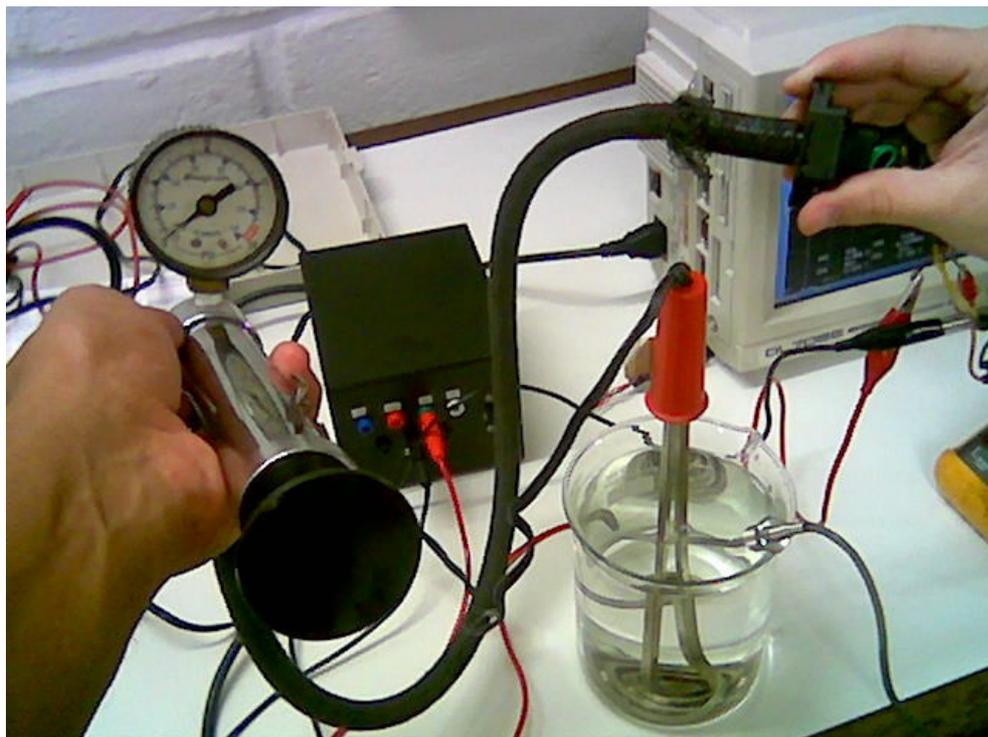


FIGURA 4.10 – Levantamento dos dados de pressão realizado com o sensor CMD em bancada

Os valores de tensão para diferentes pressões aplicadas são mostrados nas Figuras 4.11 e 4.12, sendo necessárias duas zonas de ajuste linear para minimizar o erro de ajuste. A partir do ajuste linear, mostrado na Figura 4.11, a equação que dá a resposta estática do sensor com o

METODOLOGIA

motor de combustão interna em marcha lenta (no caso, na zona de pressões abaixo da pressão ambiente de 750 mmHg) é dada por:

$$p = 250V + 74 \cdot 7 \quad (4.1)$$

onde V é a tensão lida na saída do sensor.

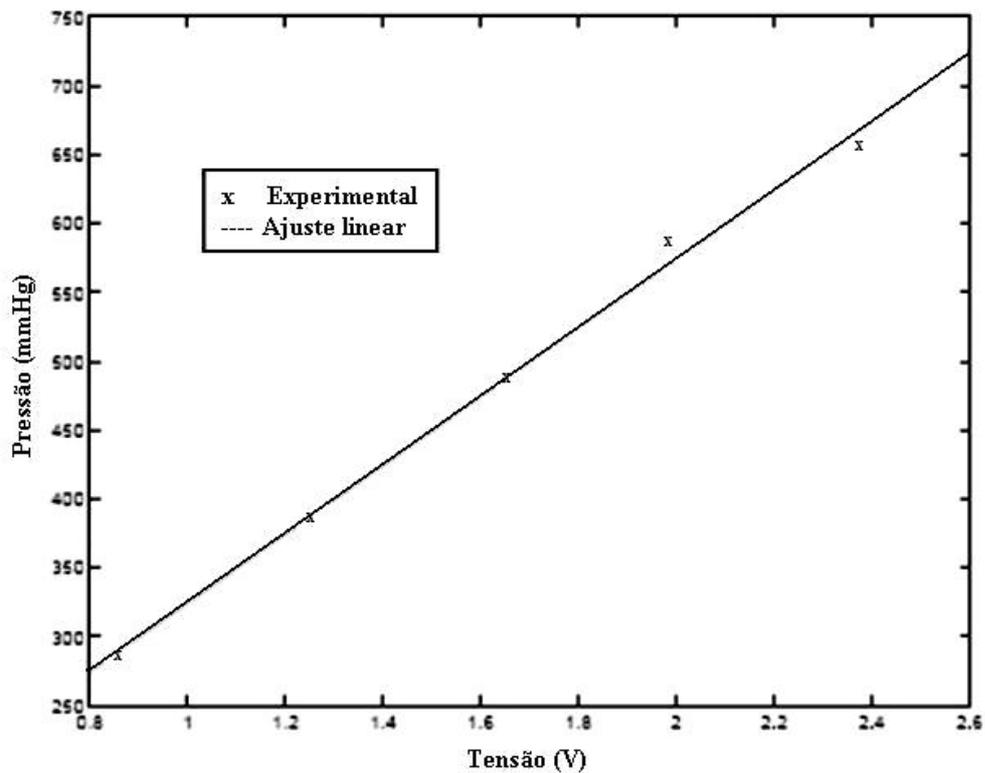


FIGURA 4.11 - Resposta estática do sensor de pressão com motor em marcha lenta

A partir do ajuste linear apresentado na Figura 4.12, para as demais condições de operação do motor de combustão interna (zona de pressões acima da pressão ambiente de 750 mmHg), a curva da resposta estática do sensor é dada pela equação:

$$p = 252V + 14 \cdot 9 \quad (4.2)$$

onde V é a tensão lida na saída do sensor.

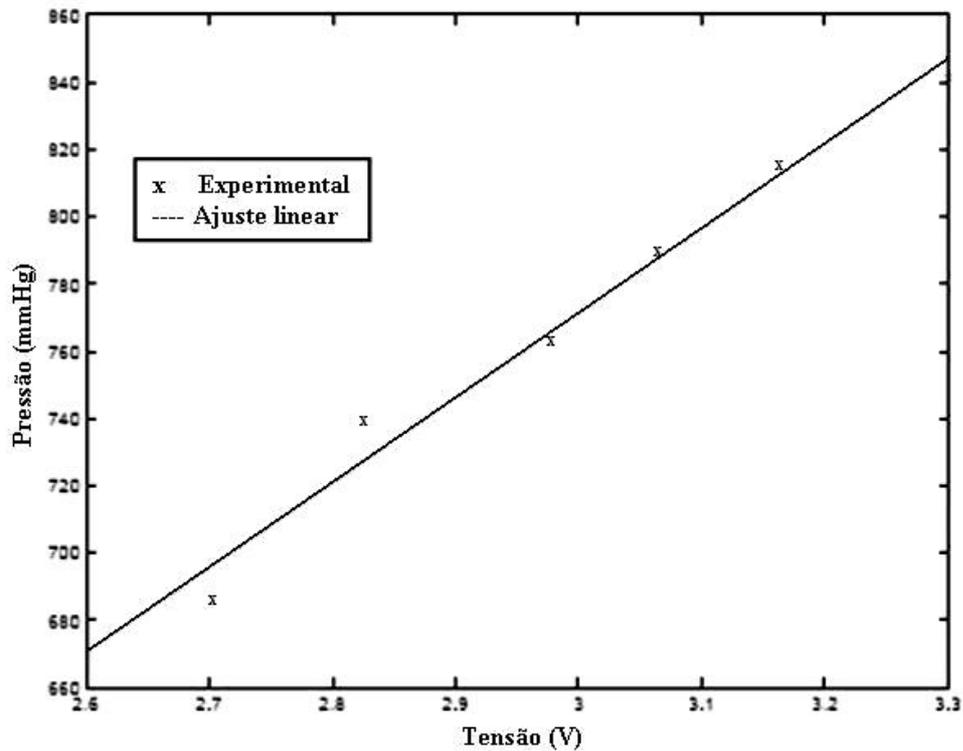


FIGURA 4.12 - Resposta estática do sensor de pressão para as demais condições de operação do motor

A resposta estática do sensor de temperatura foi obtida com auxílio de um recipiente com água, um termopar de referência, um voltímetro e um ebulidor, conforme mostra a Figura 4.13. Foram medidas diferentes temperaturas da água (na faixa de 25 a 50°C) com o sensor de temperatura submerso e alimentado com 5V. O ebulidor foi utilizado de forma a aumentar a temperatura da água e com o voltímetro foram medidas as tensões de saída do sensor para a temperatura lida no termopar. A temperatura do ar no duto de admissão, com o motor aquecido, varia geralmente entre 20 e 50°C.

A resposta estática obtida para o sensor de temperatura é representada na Figura 4.14, onde a tensão foi multiplicada por 3,5, de forma a ajustar o ganho do sensor, uma vez que o DSP aceita no máximo uma tensão de 3,3V na entrada de seu conversor analógico digital (ADC) com range de 0 a 5V. A equação do ajuste linear apresentada na Figura 4.14 é dada pela equação:

$$\theta = -60 \cdot 2V + 108 \cdot 01 \quad (4.3)$$

onde θ é a temperatura e V é a tensão lida na saída do sensor.

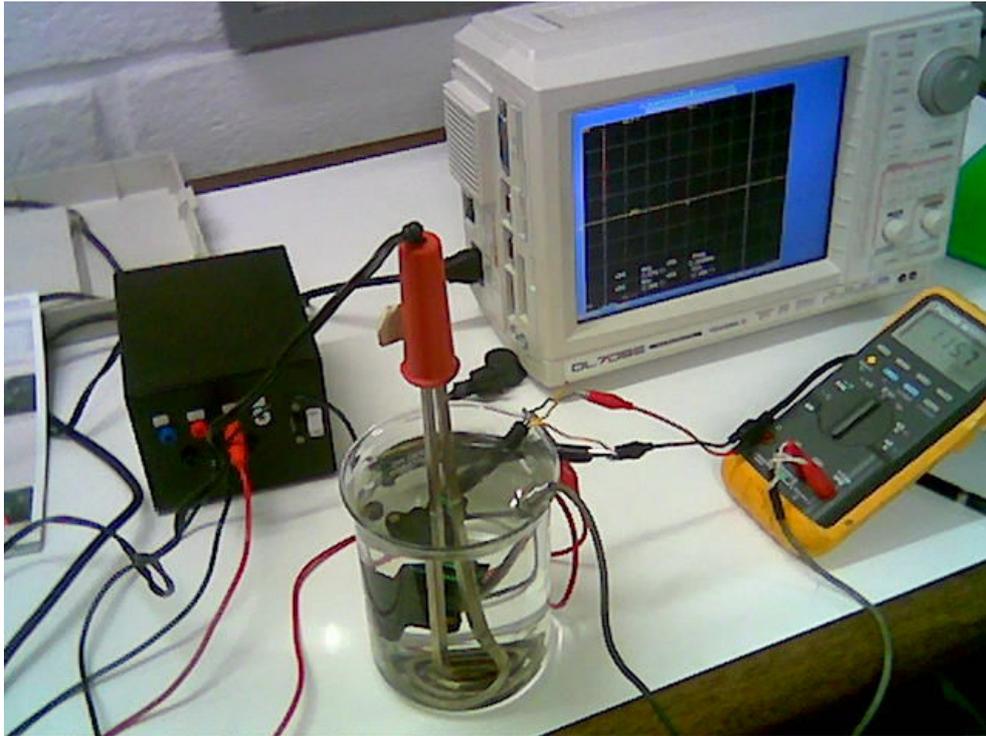


FIGURA 4.13 – Levantamento dos dados de temperatura realizado com o sensor CMD em bancada

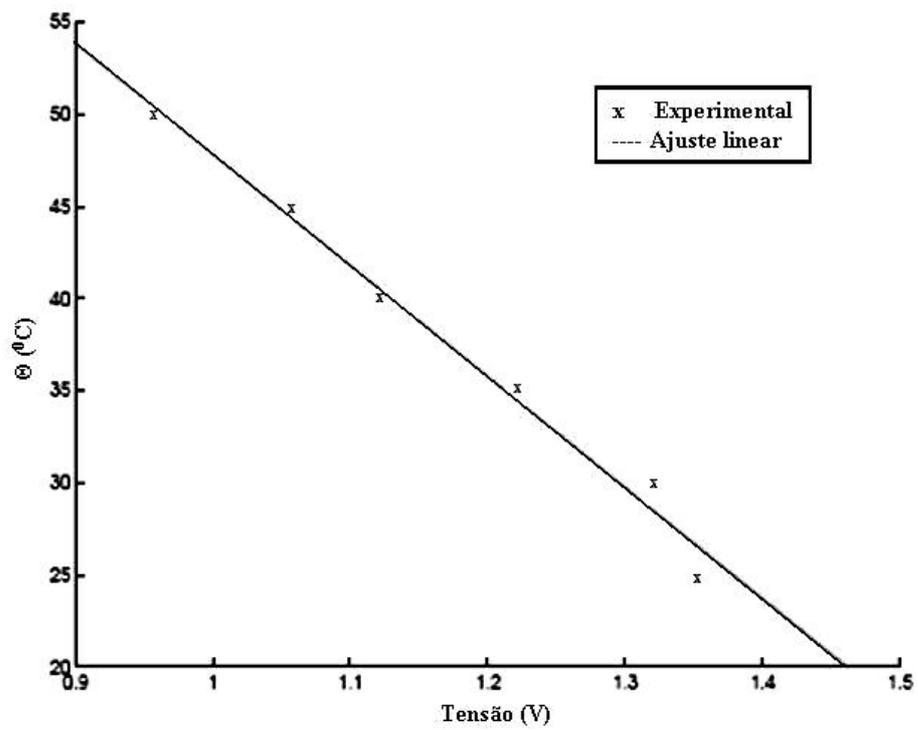


FIGURA 4.14 - Resposta estática do sensor de temperatura

4.2.2.3 Levantamento da curva do sensor de posição da borboleta

O sensor da borboleta eletrônica é o do sistema de injeção eletrônica Magneti Marelli IAW 4AF, alimentado com $5V$, sendo a resposta em ângulos de 0 a $83,7^\circ$, variação correspondente de borboleta fechado a condição de plena carga, a Figura 4.15 mostra a condição de teste em plena carga.

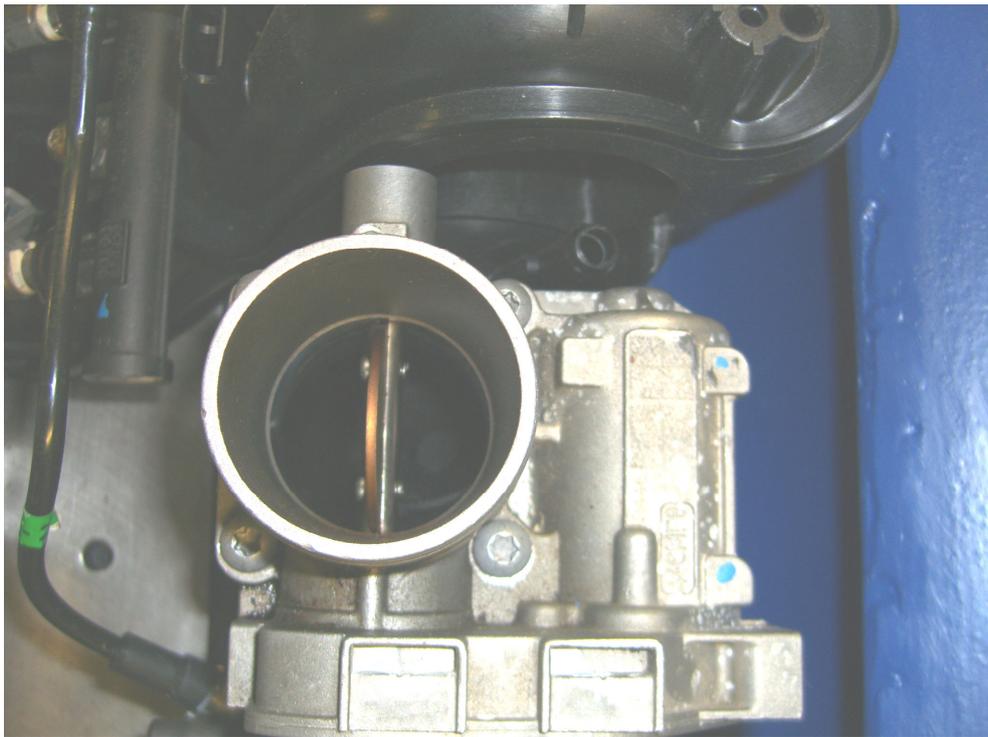


FIGURA 4.15 – Levantamento da curva do sensor de posição da borboleta

Para a obtenção da resposta estática do sensor foi utilizado um voltímetro conectado a saída do sensor, um disco de papel com marcas espaçadas de 15° , uma chave de fenda com um marcador para indicar o ângulo, e o sensor alimentado com $5V$. Foram medidos os ângulos e obtidos os valores da tensão na saída do sensor. A resposta estática obtida é mostrada na Figura 4.16, onde a tensão foi multiplicada por $3,3$ e dividido por 5 , de forma a ajustar o ganho do sensor para garantir uma tensão máxima de $3,3V$, tensão máxima na entrada do conversor analógico digital (ADC) do DSP.

METODOLOGIA

A equação estática do sensor a partir do ajuste linear mostrado na Figura 4.16 é definida por:

$$\theta = 1 \cdot 12V - 1 \cdot 59 \quad (4.4)$$

onde V é a tensão lida na saída do sensor.

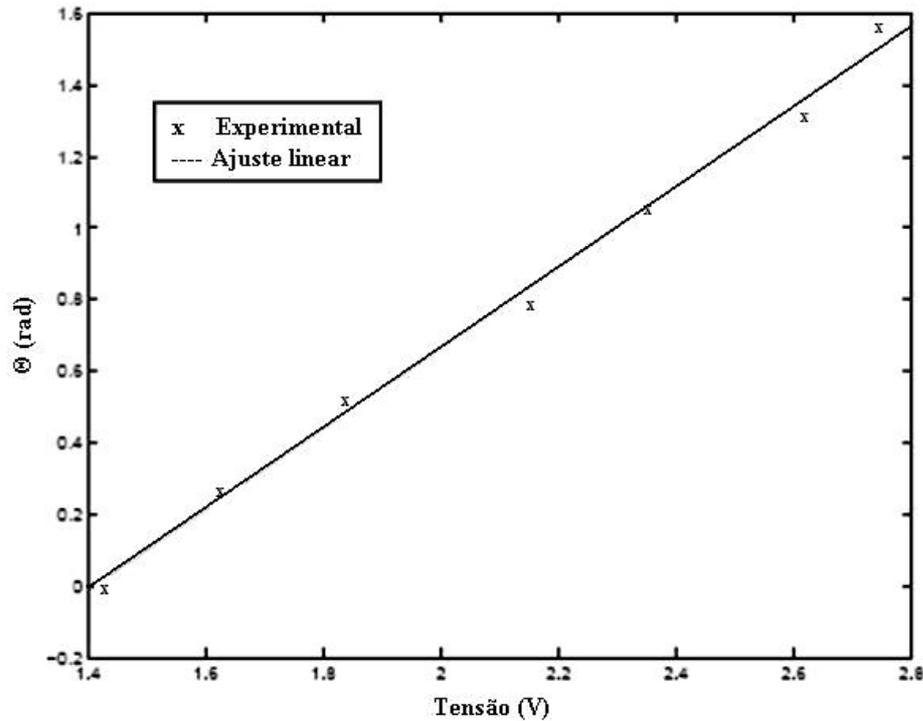


FIGURA 4.16 - Resposta estática do sensor de posição da borboleta

4.2.2.4 Levantamento da curva do sensor de rotação do eixo virabrequim

A rotação foi dada pelo sensor de posição do eixo virabrequim - CKP *Crank Shaft Position*. Esse sensor é baseado em efeito de relutância magnética (*hall*). Fornece uma onda quadrada de 0-5 V de frequência variável com a rotação do virabrequim (ω_a), que é duas vezes maior que a rotação do eixo comando de válvulas (ω_c).

A Figura 4.17 mostra o gráfico do teste realizado no Banco de Fluxo para obtenção da resposta estática com o sensor de rotação do motor instalado em um suporte específico. Os valores do número de revoluções por minuto foram obtidos com um sensor ótico e um frequencímetro, onde se obtiveram as frequências em Hz, correspondentes a cada valor lido. A resposta estática desse sensor é mostrada na Figura 4.17.

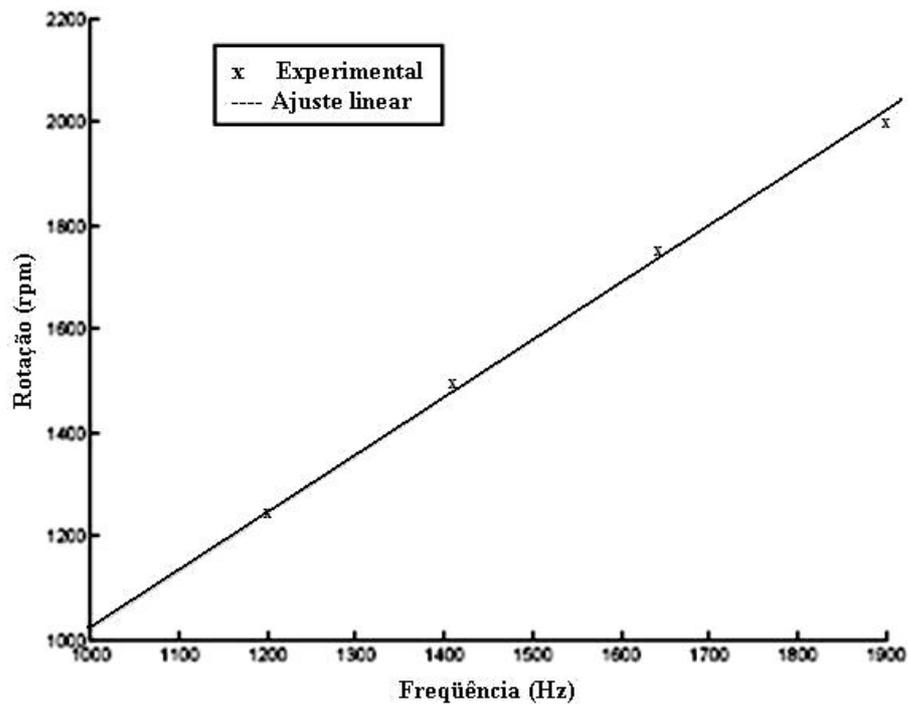


FIGURA 4.17 - Resposta estática do sensor CKP

Do ajuste linear da Figura 4.17, considerando a frequência do sensor f , define-se a equação da frequência de rotação (f_{rot}) do eixo comando de válvulas em função de f , como sendo:

$$f_{rot} = \frac{1 \cdot 11f - 91 \cdot 42}{2} \quad (4.5)$$

4.2.2.5 Levantamento da curva do Sensor de posição da palheta

O sensor de posição da palheta do ressonador utilizado é um potenciômetro linear. Descreve ângulos de 0 a 330° por meio da variação da resistência.

No teste realizado para obtenção da resposta estática foi utilizado um disco graduado com marcas espaçadas de 15°, posicionado de forma a permitir a leitura do ângulo correspondente à posição do potenciômetro. Com um voltímetro foram obtidos os valores de tensão na saída do sensor correspondentes a cada ângulo lido. A resposta estática obtida é mostrada na Figura 4.18.

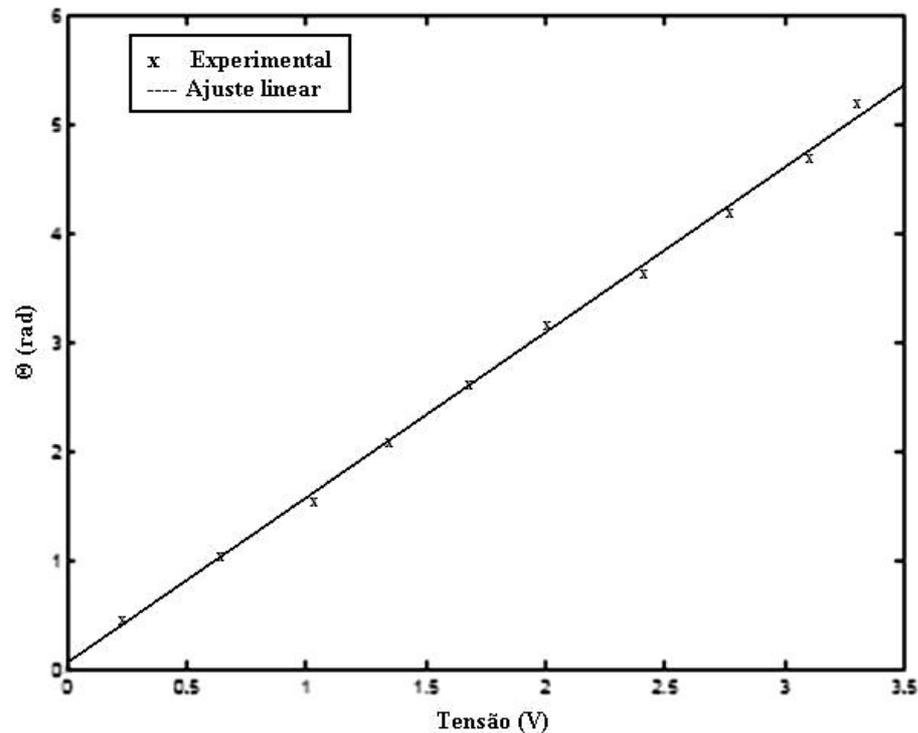


FIGURA 4.18 - Resposta estática do potenciômetro de posição da palheta

Do ajuste linear mostrado na Figura 4.18, a equação da reta é dada pela Equação 4.6, onde V é a tensão de saída do sensor.

$$\theta = 1.5179V + 0.064952 \quad (4.6)$$

4.2.3 Tratamento de sinais

Os componentes que fazem parte da injeção eletrônica são monitorados pelo sistema de aquisição de dados, porém, sua arquitetura é fechada e não há como obter os sinais tratados diretamente do módulo de comando. Um tratamento nos sinais obtidos dos sensores é necessário para a implementação do controle, tratamento do ruído dos sinais e o ajuste da tensão de entrada no ADC (*Analogical Digital Converter*) do DSP para uma faixa de 0 a 3,3V, uma vez que toda a instrumentação do sistema é alimentada com 5V.

O tratamento do ruído e ao mesmo tempo a tensão de entrada no DSP são realizados pela implementação de filtros ativos *Butterworth*, com ganho corrigido por divisores de tensão. A frequência de corte dos filtros projetados foi considerada 10 vezes o inverso da constante de

METODOLOGIA

tempo do fenômeno em questão, isso porque é desejado minimizar os efeitos sobre a dinâmica do mesmo.

4.2.3.1 Tratamento do sinal de pressão

O valor de interesse para a aplicação do sensor de pressão é o valor final da pressão durante o intervalo entre os momentos de abertura e fechamento das válvulas da admissão. Logo, a frequência de corte f_c será igual a 10 vezes a frequência máxima de rotação (f_{max}), dividida por 2. Sendo $f_{max} = 6500rpm = 108,3Hz$, pois acima dessa frequência de rotação a injeção é desativada. Define-se $f_c = 10f_{max} / 2 = 542Hz$.

Assumindo que a ordem do filtro passa-baixas Butterworth é dada pela Equação 3.37 e considerando, $\omega_{pass} = 2\pi f_c = 3405,5rad/s$, $\omega_{stop} = 10*\omega_{pass} = 34055rad/s$, $a_{pass} = -3dB$, $a_{stop} = -50dB$, assim a ordem do Butterworth a ser aplicado nesse caso é $n = 3$. A função de transferência normalizada, a partir da Equação 3.46, é dada por:

$$H_{Bpressao}(S) = \frac{1.0008}{S + 1.0008} \cdot \frac{1.0016}{S^2 + 1.0008S + 1.0016} \quad (4.7)$$

A partir da Equação 4.7 e substituindo a variável S por $s = \omega_{pass}$, obtém-se a Equação 4.8, que corresponde a equação não-normalizada do filtro, dada por:

$$H_{Bpressao}(S) = \frac{3.4082 \times 10^3}{s + 3.4082 \times 10^3} \cdot \frac{1.1616 \times 10^7}{s^2 + 3.4082 \times 10^3 s + 1.1616 \times 10^7} \quad (4.8)$$

A partir das Equações 3.63, 3.62, 3.61, 4.8 e 3.56, considerando $C = 0,01\mu F$ e $R_A = 10k\Omega$ (valores comerciais), são definidos para o estágio de segunda ordem os valores:

$$K = 2, R = 29.3412k\Omega, R_B = 10k\Omega$$

O valor de R é tomado como $30k\Omega$ (valor comercial), sendo obtido para o estágio de primeira ordem o valor de $R = 29.3412k\Omega$, aproximado para $30k\Omega$.

A função de transferência do filtro com os valores adotados para as resistências e capacitância é dada por:

$$\frac{V_{in}}{V_{out}}(s) = 2 \frac{3.333 \times 10^3}{s + 3.333 \times 10^3} \cdot \frac{1.111 \times 10^7}{s^2 + 3.333 \times 10^3 s + 1.111 \times 10^7} \quad (4.9)$$

O valor do ganho da função 4.9 foi $G_{tot} = 2$. No entanto, deseja-se um ganho final de 3,3 dividido por 5, igual a 0,66, para correção da tensão de entrada no DSP. Da Equação 3.67, obtem-se o ajuste de ganho $GA = 3,03$, sendo adotado a impedância de saída do filtro $R_{out} = 10 \text{ k}\Omega$. Pelas Equações 3.70 e 3.71 são obtidos os valores das resistências do divisor de tensão, como sendo $R_x = 30.30 \text{ k}\Omega$ e $R_y = 14.93 \text{ k}\Omega$. Finalmente, foram adotados $R_x = 30 \text{ k}\Omega$ e $R_y = 15 \text{ k}\Omega$ (valores comerciais). Das Equações 3.68 e 3.67, foi obtido o ganho final do filtro como $G_{tot} = 0,6667$. O diagrama do circuito do filtro com o posicionamento de R_x e R_y é apresentado na Figura 4.19. A função de transferência do filtro (Equação 4.9) com o divisor de tensão calculado é dada por:

$$\frac{V_{in}}{V_{out}}(s) = 0.6667 \frac{3.333 \times 10^3}{s + 3.333 \times 10^3} \cdot \frac{1.111 \times 10^7}{s^2 + 3.333 \times 10^3 s + 1.111 \times 10^7} \quad (4.10)$$

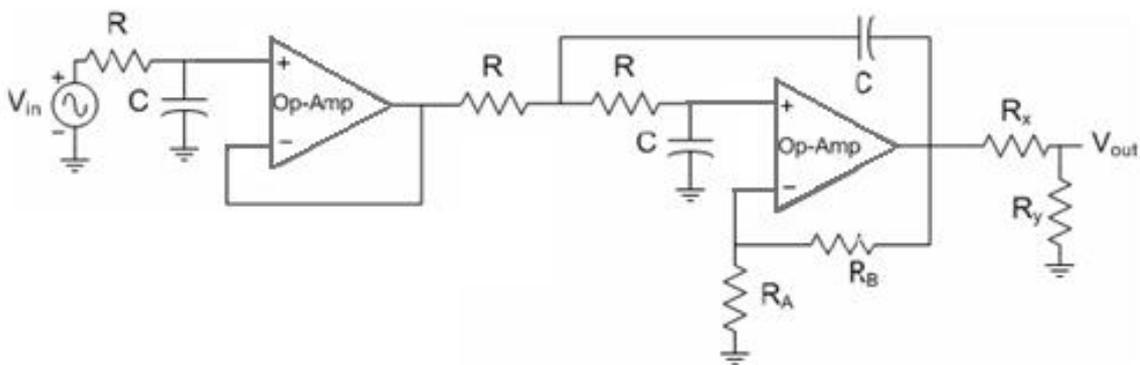


FIGURA 4.19 - Diagrama do circuito do filtro

4.2.3.2 Tratamento do sinal de temperatura

A variação da temperatura é lenta, da ordem de décimos de segundo, por tanto foi considerado uma faixa de frequência abaixo de 1 rad/s ($\tau = 1$) e uma frequência de corte $\omega_{pass} = 10 \text{ rad/s}$, dez vezes acima, para não interferir na dinâmica do processo. Foram adotados: $a_{pass} = -3 \text{ dB}$,

METODOLOGIA

$a_{stop} = -50dB$ e $W_{stop} = 10W_{pass} = 10rad/s$. A ordem do filtro passa-baixas Butterworth é dada pela Equação 3.65. Nesse caso $n = 3$. A função de transferência normalizada a partir da Equação 3.73 é dada por:

$$H_{Btemperatura}(S) = \frac{1.0008}{S + 1.0008} \cdot \frac{1.0016}{S^2 + 1.0008S + 1.0016} \quad (4.11)$$

A Equação 4.11 é igual à Equação 4.7, isto porque têm mesma ordem e sua frequência de corte é a mesma $1rad/s$, por serem equações normalizadas. Como $\omega_{pass} = 1rad/s$, as equações normalizadas e não-normalizadas são iguais. Logo, a Equação de transferência não-normalizada é dada pela Equação 4.12.

$$H_{Btemperatura}(s) = \frac{1.0008}{s + 1.0008} \cdot \frac{1.0016}{s^2 + 1.0008s + 1.0016} \quad (4.12)$$

Por tanto, a partir das Equações 3.63, 3.62, 3.61, 4.12 e 3.56, considerando $C = 0,01\mu F$ e $R_A = 10k\Omega$ (valores comerciais), são definidos para o estágio de segunda ordem os valores.

$$K = 2, R = 99.9209M\Omega, R_B = 10k\Omega$$

O valor de R é tomado como sendo $100M\Omega$ (valor comercial). Para o estágio de primeira ordem foi obtido $R = 99.9209M\Omega$, sendo adotado $R = 100M\Omega$. A função de transferência do filtro com os valores adotados para as resistências e capacitância é dada por:

$$\frac{V_{in}}{V_{out}}(s) = 2 \frac{1}{s + 1} \cdot \frac{1}{s^2 + s + 1} \quad (4.13)$$

O valor do ganho da função foi $G_{tot} = 2$, assim como o da Equação 4.9, logo o ajuste de ganho foi o mesmo, e por isso foram adotados $R_x = 30k\Omega$ e $R_y = 15k\Omega$. O ganho final do filtro foi o mesmo $G_{tot} = 0,6667$. A função de transferência do filtro, Equação 4.13, com o divisor de tensão calculado é dada pela equação:

$$\frac{V_{in}}{V_{out}}(s) = 0.6667 \frac{1}{s + 1} \cdot \frac{1}{s^2 + s + 1} \quad (4.14)$$

METODOLOGIA

O diagrama do circuito eletrônico construído a partir da Equação 4.10 é representado na Figura 4.20. Deve-se notar que o valor de R encontrado é muito elevado e na prática, apesar de existir comercialmente, não é muito utilizado, podendo inclusive introduzir ruído ao circuito projetado.

Uma solução para redução do valor de R e contornar a situação apresentada é aumentar o valor de C na mesma proporção, ou seja, se se deseja R cem vezes menor, deve-se ter C cem vezes maior, para que seja obtido a mesma equação do filtro calculada, o que pode ser percebido por inspeção das Equações 3.57 e 3.64, onde C e R aparecem sempre numa relação de multiplicação, seja simples ou de seus quadrados. Logo, foi adotado $R = 1M\Omega$ (cem vezes menor) e $C = 1\mu F$ (cem vezes maior), valores que aplicados ao circuito representado na figura 4.20 implicam na mesma Equação 4.14.

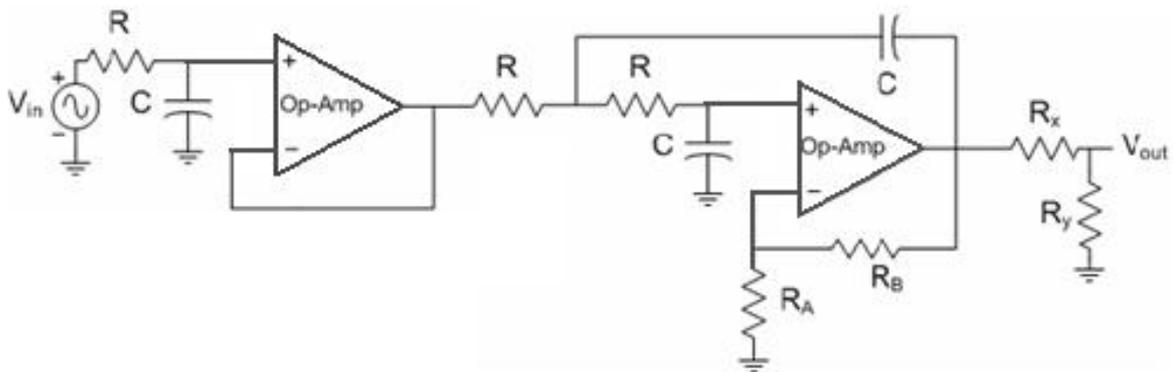


FIGURA 4.20 - Diagrama do circuito do filtro

4.2.3.3 Tratamento do sinal de posição da borboleta

Para esse sensor a frequência de corte foi obtida a partir da constante de tempo mecânica (τ_m) do motor cc aplicado no controle do volume do ressonador de palheta, mesmo modelo utilizado no controle de posição da borboleta. Assim, a frequência de corte (w_{pass}) do filtro a ser projetado é 10 vezes maior que a frequência $1/\tau_m$ do motor cc, para garantir que os pólos adicionados pelo filtro tenham pouca influência sobre a dinâmica do processo que está sendo monitorado pelo sensor. Isso implica em $w_{pass} = 10/\tau_m = 240,39rad/s$. Assumindo que se deseja $a_{pass} = -3dB$, $a_{stop} = -50dB$ e $w_{stop} = 10w_{pass} = 2403,85rad/s$, a ordem do filtro passa-

METODOLOGIA

baixas Butterworth a ser empregado a partir da equação 3.65 é $n = 3$. A função de transferência normalizada, a partir da Equação 3.73, é dada por:

$$H_{Bborboleta}(S) = \frac{1.0008}{S + 1.0008} \cdot \frac{1.0016}{S^2 + 1.0008S + 1.0016} \quad (4.15)$$

A Equação 4.15 é igual a Equação 4.7, isto porque tem mesma ordem e sua frequência de corte é a mesma 1rad/s , por serem Equações normalizadas. Substituindo a variável S por s/w_{pass} em 4.15, obtêm-se a Equação 4.16, que corresponde a equação não-normalizada do filtro.

$$H_{Bborboleta}(s) = \frac{240.58}{s + 240.58} \cdot \frac{57.88 \times 10^5}{s^2 + 240.58s + 57.88 \times 10^5} \quad (4.16)$$

Por tanto, a partir das Equações 3.63, 3.62, 3.61, 4.16 e 3.56, considerando $C = 0,01\mu F$ e $R_A = 10k\Omega$ (valores comerciais), são definidos para o estágio de segunda ordem os valores

$$K = 2, R = 415.67k\Omega, R_B = 10k\Omega$$

O valor de R é tomado como $390k\Omega$ (valor comercial). Para o estágio de primeira ordem foi obtido $R = 415.67k\Omega$ tomando-se o valor final de $R = 390k\Omega$. A função de transferência do filtro com os valores adotados para as resistências e capacitância é dada por:

$$\frac{V_{in}}{V_{out}}(s) = 2 \frac{256.4}{s + 256.4} \cdot \frac{65.8 \times 10^5}{s^2 + 256.4s + 65.8 \times 10^5} \quad (4.17)$$

O valor do ganho da Equação 4.17 foi $G_{tot} = 2$, assim como os ganhos totais das Equações 4.13 e 4.9, logo o ajuste de ganho deve ser o mesmo, e por isso foram adotados $R_x = 30k\Omega$ e $R_y = 15k\Omega$ para o divisor de tensão. O ganho final do filtro foi $G_{tot} = 0,6667$. A função de transferência do filtro, dada pela Equação 4.17 com o divisor de tensão calculado, é apresentada na equação:

$$\frac{V_{in}}{V_{out}}(s) = 0.6667 \frac{256.4}{s + 256.4} \cdot \frac{65.8 \times 10^5}{s^2 + 256.4s + 65.8 \times 10^5} \quad (4.18)$$

O diagrama do circuito eletrônico construído a partir da Equação 4.18 é representado na Figura 4.21.

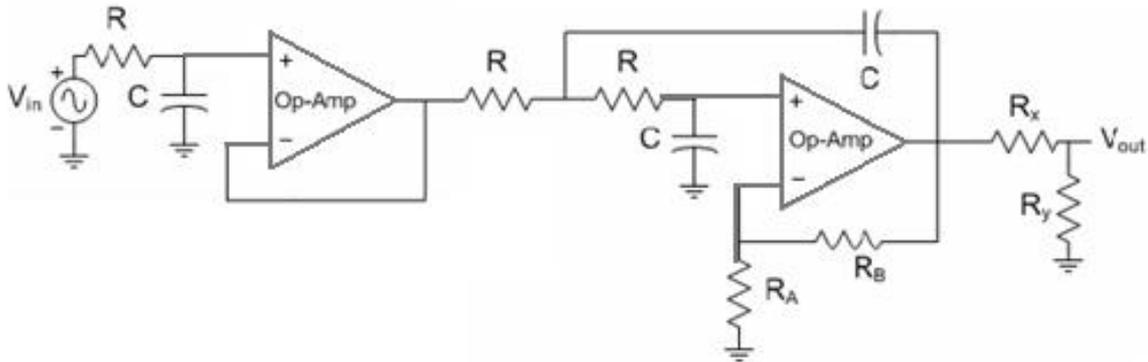


FIGURA 4.21 - Diagrama do circuito do filtro

4.2.3.4 Tratamento do sinal de rotação do virabrequim

Esse sensor fornece uma onda quadrada e nenhum filtro será aplicado. No entanto, um ajuste na tensão é necessário, devido ao fato dessa onda ter amplitude de $5V$ e deve-se ter no máximo $3,3V$ na entrada do DSP. O DSP utilizado possui uma interface para tratamento de sinais do tipo que esse sensor fornece. Trata-se do QEP (quadrature encoder pulse), onde um contador é disparado a cada subida ou descida do sinal, quando um novo pulso se inicia. O valor no contador é igual ao número n de períodos de *clock* T , que compõem um período do sinal de entrada. A Figura 4.22 representa essa contagem.

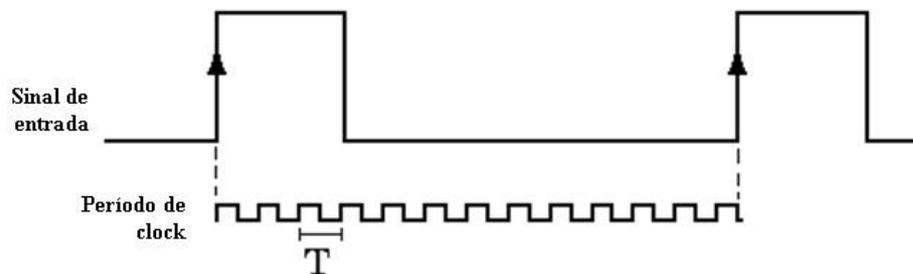


FIGURA 4.22 - Representação da contagem de períodos de *clock* de um sinal em forma de onda quadrada

A frequência de rotação f_{rot} ou a frequência do sinal é dada pela equação:

$$f_{rot} = \frac{1}{nT} \quad (4.19)$$

O ajuste da tensão de $5V$ para um máximo de $3,3V$ foi feito utilizando a técnica do divisor de tensão. Da Equação 3.67, obtém-se o ajuste de ganho $GA = 1,52$, e adotando a impedância de saída igual a $R_{out} = 10k\Omega$, pelas relações 3.70 e 3.71, são obtidos os valores das resistências R_x e R_y do divisor de tensão como sendo $R_x = 15.15k\Omega$ e $R_y = 29.41k\Omega$, cujos valores adotados são $R_x = 15k\Omega$ e $R_y = 30k\Omega$ (valores comerciais). Das Equações 3.93 e 3.94, é obtido o ganho final como $G_{tot} = 0,6667$.

4.2.3.5 Tratamento do sinal de posição da palheta do ressonador

O sensor de posição é monitorado por um processo com mesma constante de tempo que o sensor da borboleta, pois, os motores cc são do mesmo modelo. É considerado também que o projeto de filtro obtido pode ser aplicado ao sensor de posição do ressonador.

No entanto, o ganho para esse sensor deve ser unitário, pois é alimentado com $3,3V$. Dado que o ganho total, K_{tot} da Equação 4.17 é dois e que o ajuste de ganho GA dever ser 2 para que o ganho final G_{tot} seja igual a 1, é fixado a impedância de saída do filtro como sendo $R_{out} = 10k\Omega$. Calcula-se a partir das Equações 3.70 e 3.71 os valores de $R_x = 20K\Omega$ e $R_y = 20k\Omega$. Logo a função do filtro do sensor de posição da palheta do ressonador, aplicado o divisor de tensão dado por R_x e R_y , é definida por:

$$\frac{V_{in}}{V_{out}} = \frac{256.4}{s + 256.4} \cdot \frac{65.8 \times 10^5}{s^2 + 256.4s + 65.8 \times 10^5} \quad (4.20)$$

4.2.4 Modelo do sistema de acionamento do ressonador

O atuador é o motor utilizado no controle da borboleta eletrônica da admissão do sistema Magneti Marelli e está acoplado ao ressonador via um conjunto de engrenagens. As engrenagens estão arranjadas como mostra a Figura 4.23.

METODOLOGIA

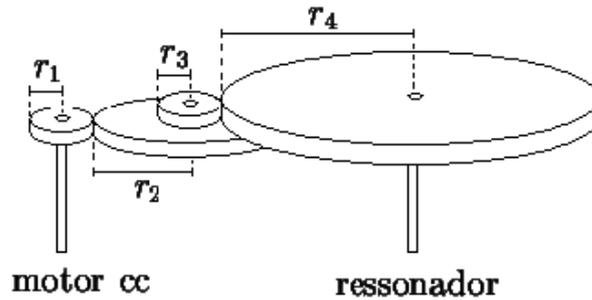


FIGURA 4.23 - Conjunto de engrenagens do sistema de redução

O ganho adicionado pelas engrenagens K_{eng} é dado por (Leonhard, 2001):

$$K_{eng} = \frac{r_1 r_3}{r_2 r_4} \quad (4.21)$$

Reescrevendo a Equação 4.21 em função do número de dentes (n) de cada engrenagem, tem-se:

$$K_{eng} = \frac{n_1 n_3}{n_2 n_4} \quad (4.22)$$

Considerando que o momento de inércia J e o coeficiente de atrito viscoso b correspondem aos valores efetivos em relação ao atuador (Graig, 2005), desprezando outras perdas e possíveis folgas entre as engrenagens, assumindo um rendimento de 100% ($\eta = 1$) para o conjunto de engrenagens (Leonhard, 2001), o sistema pode ser escrito por (Dorf, 2001) da seguinte forma:

$$\frac{\theta}{V_a} = \frac{K}{s(\tau_m s + 1)} \quad (4.23)$$

onde,

$$K = \frac{K_v K_{eng}}{R_a b + K_v^2} \quad (4.24)$$

$$\tau_m = \frac{R_a J}{R_a b + K_v^2} \quad (4.25)$$

4.2.4.1 Estimação de Parâmetros

A determinação do sistema se baseia na estimação dos seguintes parâmetros: R_a , K_v , J , b e K_{eng} . A seguir é apresentada a estimação de cada parâmetro.

- K_{eng} é obtido a partir da Equação 4.22 e dado que $n_1 = 10$, $n_2 = 47$, $n_3 = 10$ e $n_4 = 50$ obtém-se $K_{eng} = 0,0426$.

- R_a é obtido considerando a Equação 3.16 com o motor parado ($\omega = 0$), conseqüentemente e_a também é zero. Desta forma, define-se:

$$v_a = R_a i_a + L_a \frac{di_a}{dt} \quad (4.26)$$

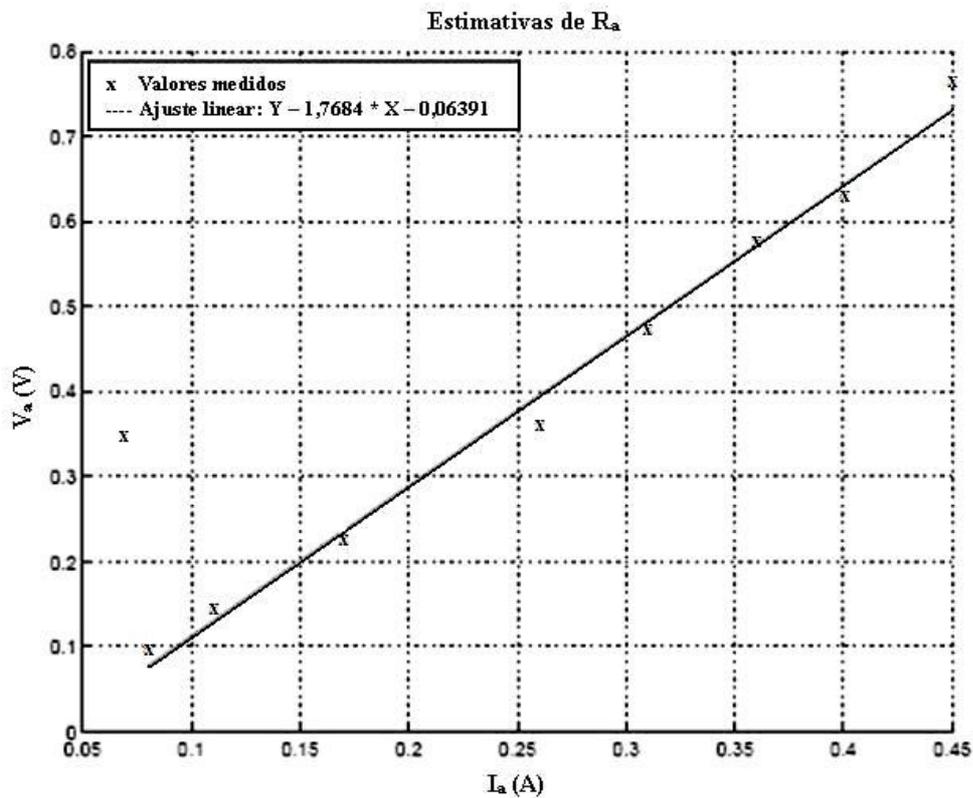
A Equação 4.26 representa um simples circuito RL . Logo em regime estacionário, a partir dessa equação, é obtido:

$$V_a = R_a I_a \Rightarrow R_a = \frac{V_a}{I_a} \quad (4.27)$$

Da Equação 4.27, obtidos os valores de V_a e I_a com o sistema parado e em estado estacionário, determina-se R_a , lembrando que o motor deve estar pré-aquecido (Oliveira, 1980).

Para realização do ensaio, foram utilizados dois multímetros (um como amperímetro e outro como voltímetro) e uma fonte de tensão direta variável. Aplicadas diferentes tensões e registradas as medições com o motor cc parado foi obtida a Figura 4.24, a qual mostra os dados obtidos e o ajuste linear do qual foi estimado $R_a = 1,77$, definido pela inclinação da reta.

METODOLOGIA

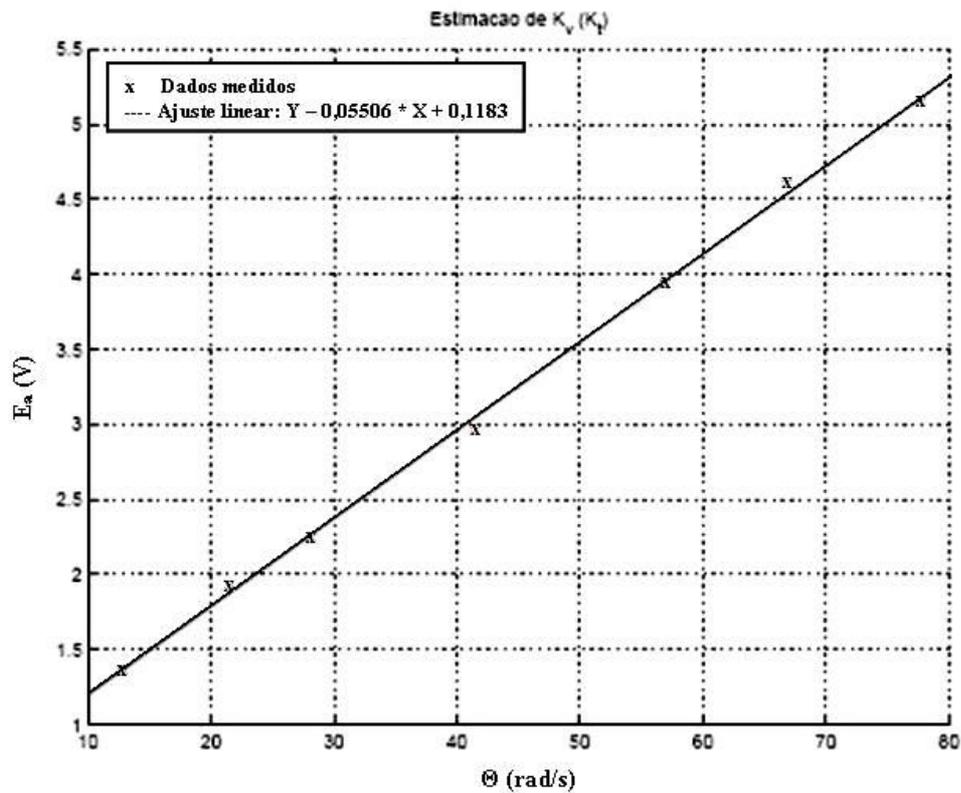
FIGURA 4.24 - Resultado do ensaio de estimação de R_a

Estimação de K_v é obtida considerando a Equação 3.42. Com o sistema em estado estacionário, com velocidade ω no eixo do motor cc e com o ressonador acoplado via conjunto de engrenagens, deve-se ter:

$$E_a = V_a - R_a I_a = K_v \omega \Rightarrow K_v = \frac{V_a - R_a I_a}{\omega} \quad (4.28)$$

Conhecidos os valores de V_a , R_a , I_a e ω , e utilizando a Equação 4.28 determina-se K_v . Nesse ensaio foram medidos diferentes valores de V_a e I_a com auxílio de multímetros para diferentes valores de ω , monitorados via tacômetro acoplado ao eixo do motor em regime estacionário. De posse do valor de R_a calculado anteriormente e da Equação 4.28, foi gerada a Figura 4.25, onde K_v é igual a inclinação do ajuste linear da curva, assim $K_v = 0,06 \text{ V s/rad}$.

METODOLOGIA

FIGURA 4.25 - Resultado do ensaio de estimacao de K_v

Para estimar J , o ensaio foi feito com o ressonador acoplado ao motor cc, sendo seguidos os passos de (Leonhard, 2001):

1. Obter N medidas de ω (velocidade) e P (potência), com o sistema em regime permanente.
2. Com o sistema em estado estacionário e velocidade ω ($\omega > \omega_{max}$ medido no passo 1) cortar alimentação ($P = 0$) e calcular $d\omega = dt \approx \Delta\omega = \Delta t$, ω_1 e ω_2 nos pontos de interesse, ou seja, relativos às velocidades encontradas no passo 1. A Figura 4.26 mostra a velocidade do eixo do motor em função do tempo (Leonhard, 2001). Por tanto J_{medio} é dado por:

$$J_{medio} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{-P_{Li}}{\left(\omega_i \frac{\Delta\omega_i}{\Delta t} \right)} \quad (4.29)$$

METODOLOGIA

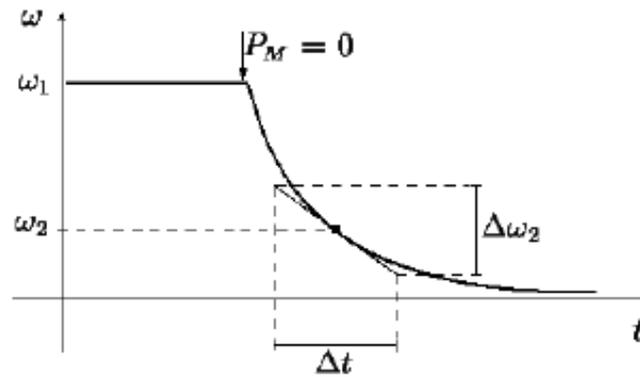


FIGURA 4.26 - Curva de desaceleração do motor cc

Conforme descrito, com $N = 10$, foi obtido $J = 12,6 * 10^{-5} \text{ Kg.m}^2$. A Tabela 4.5 mostra os dados obtidos no passo 1.

TABELA 4.5 – Dados do ensaio de desaceleração

ω		V_a	I_a	P
$rpm(\times 10^3)$	(rad/s)	Volts	Ampère	Watts
1.7790	186.2968	13.8800	2.4150	33.5202
1.4045	147.0759	11.4100	2.2080	25.1933
1.2042	126.1033	10.1000	2.1045	21.2554
1.1597	121.4402	9.5500	1.9090	18.2310
0.9290	97.2802	8.0300	1.7825	14.3135
0.8389	87.8496	7.3900	1.7020	12.5778
0.7107	74.4234	6.5300	1.6215	10.5884
0.6328	66.2641	5.9600	1.5410	9.1844
0.4836	50.6402	4.9100	1.4145	6.9452
0.3320	34.7712	3.9500	1.3570	5.3601

As curvas utilizadas para o cálculo aproximado das derivadas de velocidade são mostradas nas Figuras 4.27 e 4.28, as quais foram obtidas pela monitoração da tensão de armadura medida por osciloscópio e convertida em velocidade pela Equação 4.28. O teste foi realizado com o ressonador e o conjunto de engrenagens acopladas ao motor cc de forma que J é o momento de inércia efetivo sentido pelo motor cc. As Figuras 4.27 e 4.28 mostram as curvas de desaceleração do motor cc utilizado em função do tempo sem aplicação de filtro e com aplicação, respectivamente.

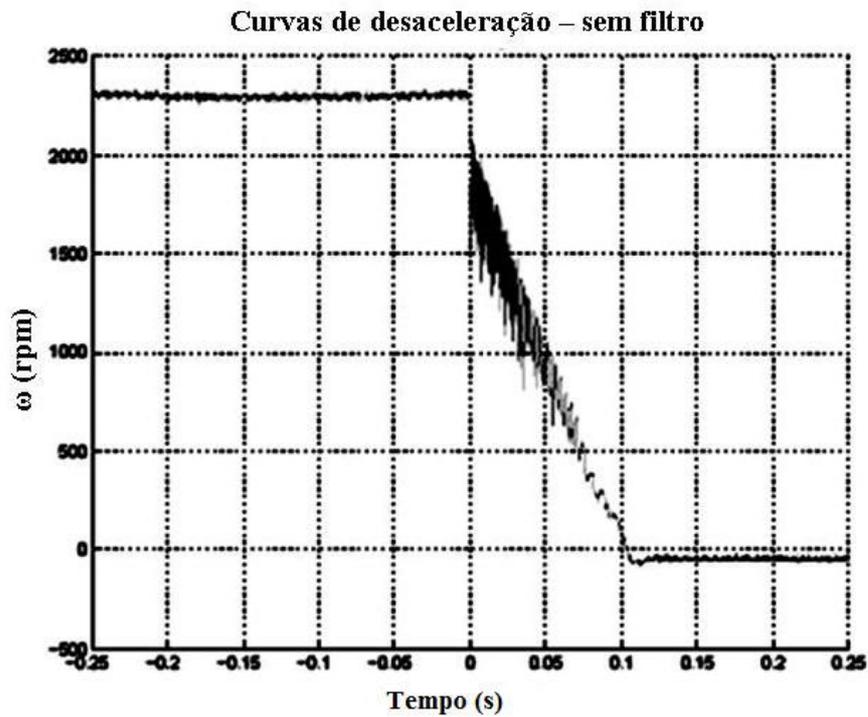


FIGURA 4.27 - Curva de desaceleração sem filtro

Uma forma de determinação experimental do coeficiente de atrito viscoso b , é desprezar as demais perdas resistivas e magnéticas, considerando o sistema numa dada velocidade estacionária, onde a potência elétrica P_M é aproximadamente igual à potência fornecida à carga P_L .

O ensaio foi realizado com o ressonador ligado ao motor cc. Desta forma, considerando que toda a potência é revertida para vencer o atrito (Oliveira, 1980), tem-se:

$$b = \frac{P_L}{\omega^2} \quad (4.30)$$

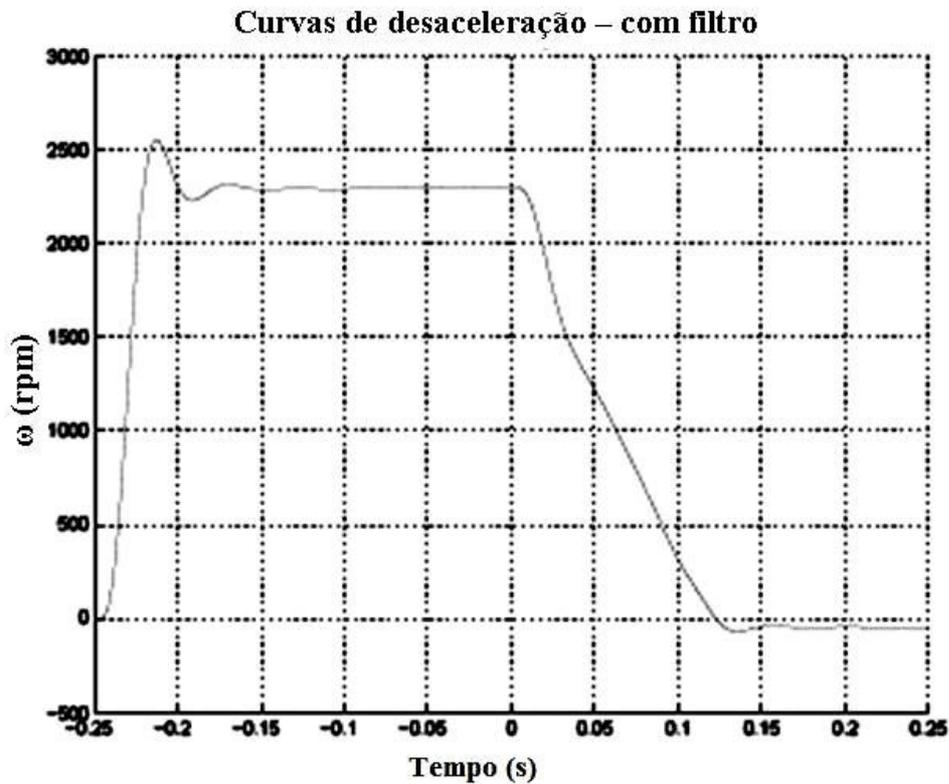


FIGURA 4.28 - Curva de desaceleração filtrada

Logo, conhecendo-se a velocidade do motor por meio de um tacômetro e determinadas a tensão e a corrente de armadura com o sistema estacionário, pode-se determinar o valor de b , para a velocidade dada. O valor de b não é constante com a velocidade. No entanto, considera-se b constante, correspondendo ao valor de atrito em velocidade nominal (Oliveira, 1980). Por tanto, estima-se $b = 1 * 10^{-3} N.m.s/rad$ a partir da Tabela 4.5 e da Equação 4.30, com velocidade nominal, $\omega_{nominal} = 147,08 rad/s$. O teste foi realizado com o ressonador e o conjunto de engrenagens acoplado ao motor cc, de forma que b é o amortecimento efetivo sentido pelo motor cc.

4.2.4.2 Validação do modelo

A partir da estimação dos parâmetros e das Equações 4.24 e 4.25, são obtidos os valores de $K = 0,476$ e $\tau_m = 0,0416$, que substituídos na Equação 3.20 fornecem a função de transferência do sistema a ser controlado, dada por:

METODOLOGIA

$$\frac{\theta}{V_a} = \frac{0.476}{s(0.0416 + 1)} \quad (4.31)$$

Retirando o integrador da Equação 4.31, transformando a equação de posição para velocidade, o modelo simplificado do sistema é apresentado na Figura 4.29 e a resposta do modelo a uma entrada de grau é mostrada na Figura 4.30. Analisando-se a Figura 4.30, percebe-se que existe uma diferença entre as velocidades máximas no estado estacionário do modelo e da curva experimental. Isto é explicado pelo fato de ter-se monitorado a tensão de armadura, V_a , para obtenção da curva experimental, a qual se torna igual a E_a quando desliga-se a alimentação do circuito de armadura ($I_a = 0$), pois, em regime estacionário, $V_a = RaI_a + E_a$. Dividindo os dados por K_v , pois $E_a = K_v\omega$, tem-se a velocidade ω em rad/s. Assim, a diferença de velocidades máximas é explicada pelo fato de haver uma queda de tensão em R_a , que é igual ao produto R_aI_a , o que fornece uma diferença de velocidades (ω_{max} da curva experimental - ω_{max} do modelo) de $(RaI_a) = K_v$.

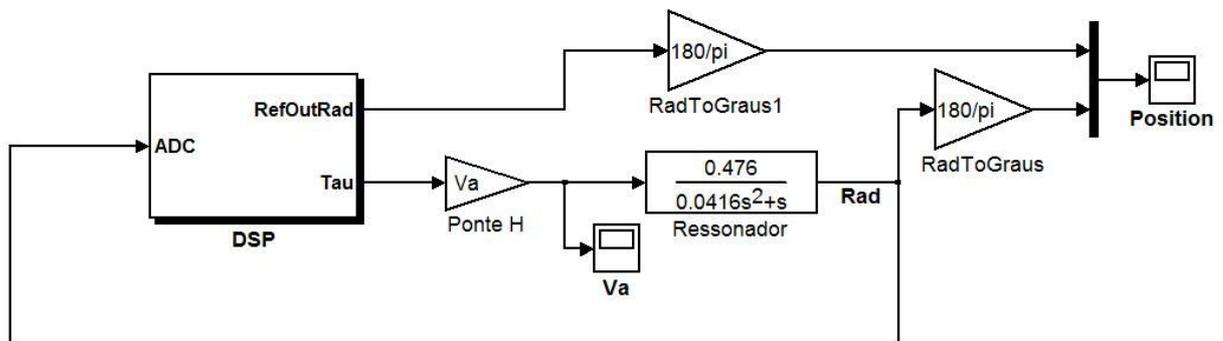


FIGURA 4.29 – Esquema do modelo simplificado do sistema

Para a curva experimental tem-se $\omega_{max} = 244 \text{ rad/s}$, enquanto que para o modelo tem-se $\omega_{max} = 174 \text{ rad/s}$, o que obtém uma diferença de 70 rad/s . Se $R_a = 1,77 \Omega$, $I_a = 2,4 \text{ A}$ e $K_v = 0,06 \text{ V.s/rad}$, tem-se que $(RaI_a) = K_v = 71 \text{ rad/s}$.

A Figura 4.30 mostra as curvas de velocidade em função do tempo para o motor cc, experimental e modelo obtido. Logo, está correta a diferença mostrada na Figura 4.30 devido aos dados obtidos. Já o erro do valor final é explicado pela existência de uma tensão residual negativa na armadura, que é próxima de zero, que com a divisão por K_v fica amplificada. Vale lembrar que a massa de dados utilizada para validação do modelo é diferente da utilizada no ensaio de desaceleração para estimação de J .

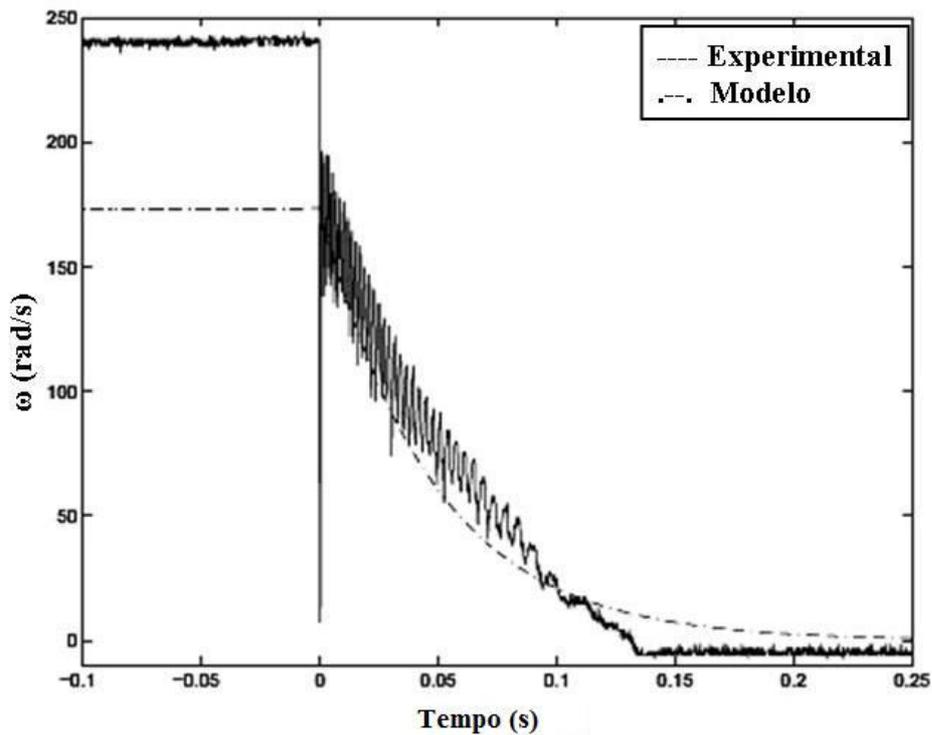


FIGURA 4.30 - Resposta do modelo validado

4.2.5 Projeto do Controlador

O requisito de desempenho para o controle a ser implementado envolve uma resposta com tempo entre 300ms e 1000ms, tempo suficientemente para uma variação de posição do pedal do acelerador alterar a posição da borboleta com os filtros aplicados de dirigibilidade. Isto equivale a uma variação de 250 rev/min do motor com carga, sendo que o percentual de *overshoot* deveria ser abaixo de 5%. Feitas essas considerações na implementação do controlador PI, foi usado o método lugar das raízes (Dorf *et al*, 2001 e Haykin e Veen, 2002), por critério de simplicidade. Os ganhos foram calculados considerando a dominância dos pólos complexos (Dorf *et al*, 2001 e Haykin e Veen, 2002), selecionados de forma a suprir as especificações e o garantir uma boa margem de erro, de forma a permitir a sua aplicação futura. Desta forma tem-se:

$$s = -\zeta\omega_n \pm j\omega_n\sqrt{1-\zeta^2} \quad (4.32)$$

A partir da Equação 4.32, que representa os pólos complexos, onde ω_n é a frequência natural e ζ o coeficiente de amortecimento, são definidos os parâmetros desejados:

METODOLOGIA

1. Constante de tempo de 0.1 segundo. O que implica em $\zeta \omega_n = 10$.
2. Percentual de *overshoot* (P.O.) $\leq 2\%$. Para tanto foi adotado $\zeta = 0,8$ implicando numa frequência natural de $\omega_n = 12,5$ e um P.O. = 1.52% na dominância dos pólos complexos.

Da Equação 4.32, esses pólos complexos devem ser $s = -10 \pm 7,5i$. O sistema em malha fechada é apresentado na Figura 4.31.

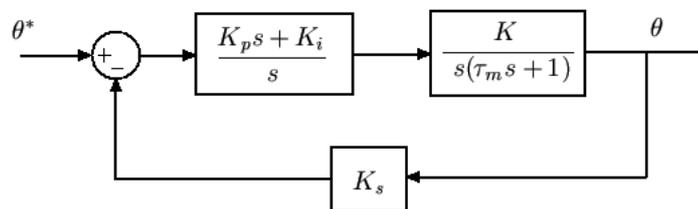


FIGURA 4.31 - Diagrama de blocos do sistema em malha fechada

Onde, K_i e K_p são, respectivamente, os ganhos integral e proporcional do PI e K_s o ganho do sensor de posição. Pelo diagrama de blocos da figura 4.25, utilizando a fórmula de Mason (Dorf *et al*, 2001), é obtida a Equação de transferência em malha fechada dada por

$$\frac{\theta^*}{\theta} = \frac{\frac{(K_p s + K_i)K}{s^2(\tau_m s + 1)}}{1 + \frac{(K_p s + K_i)K}{s^2(\tau_m s + 1)}} \quad (4.33)$$

O polinômio característico do sistema em questão corresponde ao denominador da Equação 4.33, o qual é necessário para aplicação do método do lugar das raízes e é definida por

$$1 + K_r \frac{s + \frac{K_i}{K_p}}{s^2 \left(s + \frac{1}{\tau_m} \right)} = 0 \quad (4.34)$$

Onde,

$$K_r = \frac{KK_p}{\tau_m} \quad (4.35)$$

METODOLOGIA

Considerando, p_1 a posição do pólo complexo desejado, tem-se o arranjo da Figura 4.32, onde também são representados os pólos de malha aberta.

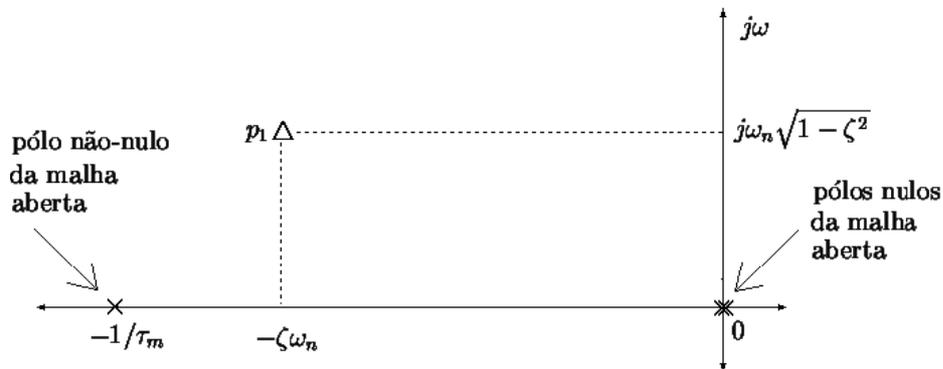


FIGURA 4.32 - Os pólos de malha aberta e o pólo desejado

Pelo critério de ângulo do método do lugar das raízes, em relação ao pólo p_1 desejado, foi definida a posição do zero z do sistema.

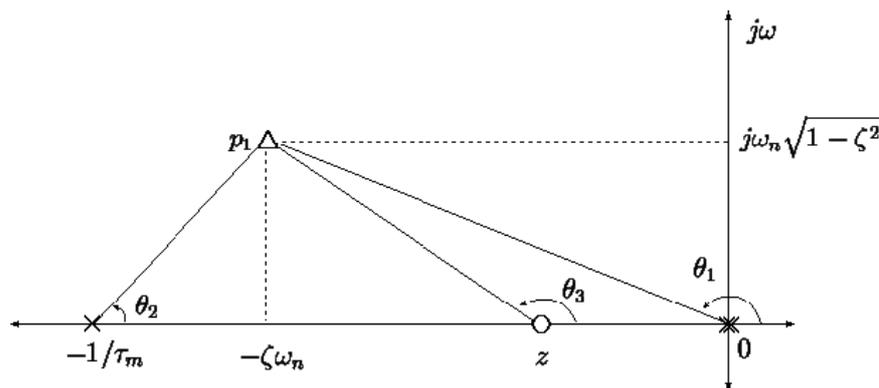


FIGURA 4.33 - Relação de ângulos do lugar das raízes

Considerando θ_3 o ângulo do zero e a Figura 4.33, foi obtida a relação dada por:

$$\theta_3 = 2\theta_1 + \theta_2 + 180 = 180(2n + 1), \text{ com } n = 1, 2, 3, \dots \quad (4.36)$$

do qual $\theta_3 = 140,25^\circ$.

Então, o zero do sistema $z = -K_i/K_p$ tem valor determinado pelo ângulo θ_3 a partir da posição de p_1 . Desta forma, se $p_1 = 10 + 7,5i$, implica que $z = -0,9822$. Posicionado z e considerando a Figura 4.34 e os segmentos de reta A , B e C , o ganho K_r é dado pela condição de módulo do método do lugar das raízes, representado pela equação:

METODOLOGIA

$$K_r = \frac{(\bar{A})^2 \bar{B}}{\bar{C}} \quad (4.37)$$

onde foi encontrado $K_r = 179$.

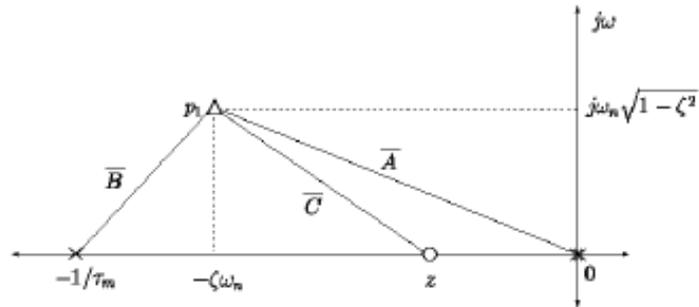


FIGURA 4.34 - Segmentos de reta da condição de módulo do lugar das raízes

Uma vez que $K_r = KK_p = \tau_m$, é obtido o ganho proporcional K_p do controlador PI. Como $z = -K_i / K_p$, prontamente encontra-se o ganho integral K_i do controlador. Foram obtidos $K_p = 15,7$ e $K_i = 15,4$. Substituindo, $K_r = 179$, com zero em z , na Equação 4.34, o pólo real do sistema em malha fechada é $p_2 = -1,1244$. A resposta do sistema em malha fechada ao degrau unitário é apresentada na Figura 4.35.

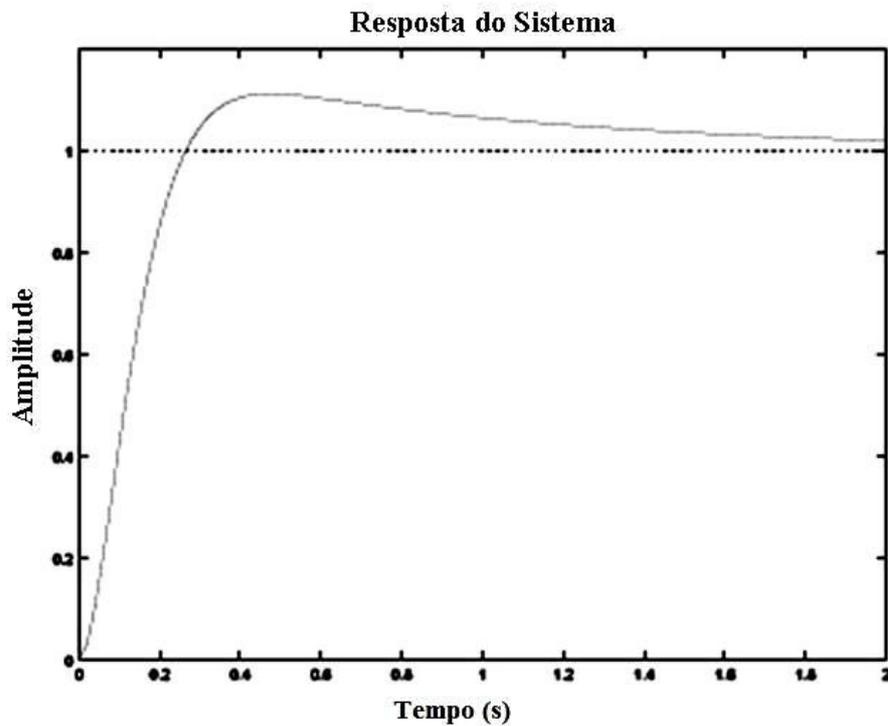


FIGURA 4.35 - Resposta do sistema para $z = -0,9822$

METODOLOGIA

Analisando a Figura 4.35, percebe-se que o percentual de *overshoot* foi de 11,78% e a resposta não chegou a referência antes de 2 segundos, logo a resposta não foi satisfatória, uma vez que os efeitos do zero (principalmente) apareceram na resposta para reduzir a velocidade de convergência da resposta e aumentar o *overshoot*. Uma estratégia para melhorar esse desempenho é usar o critério de módulo para a situação representada na Figura 4.36, onde aproximando p_2 e z , fazendo C pequeno, obtém-se uma sobreposição de efeitos entre p_2 e z :

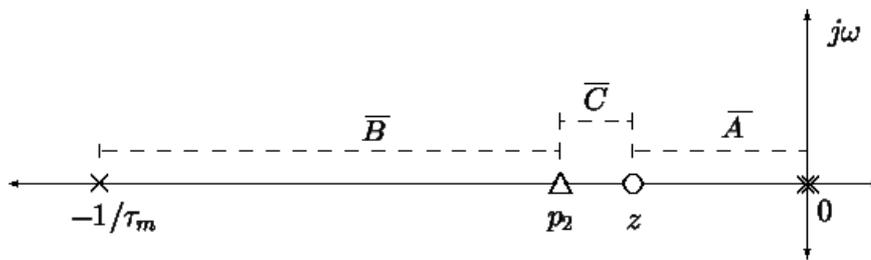


FIGURA 4.36 - Posição do zero do sistema em relação ao pólo real

Analisando a Figura 4.36, verifica-se que a condição de módulo do lugar das raízes é dada por:

$$K_r = \frac{(\bar{A})^2 \bar{B}}{\bar{C}} \quad (4.38)$$

com C pequeno o suficiente para a sobreposição de efeitos entre p_2 e z , onde:

$$\bar{A} = |z| + \bar{C} \quad (4.39)$$

$$\bar{B} = |1/\tau_m| - \bar{A} \quad (4.40)$$

O valor de z que atende a condição de módulo dada pela Equação 4.38, obtido a partir das Equações 4.39, 4.40 e 4.38, é dada por:

$$-z^3 + \left(\frac{1}{\tau_m} - 3C\right)z^2 + \left(2\frac{C}{\tau_m} - 3C^2\right)z + \left(\frac{C^2}{\tau_m} - C^3 - K_r C\right) = 0 \quad (4.41)$$

O valor de C foi fixado em 0,00000005, adotado de forma a permitir um ajuste de K_r , se necessário, garantindo a sobreposição de efeitos entre o pólo real p_2 e o zero z . Da Equação

METODOLOGIA

4.41 fixa-se $K_r = 179$ e definem-se os possíveis valores de z que satisfazem a condição de módulo do lugar das raízes como sendo:

$$z = \begin{cases} 24.0213 \\ 0.0019 \\ -0.0019 \end{cases}$$

De onde se adota $z = -0,0019$, considerando a análise da Figura 4.36, de forma a garantir que os pólos complexos p_1 e p_1^* desejados permaneçam próximos aos valores definidos inicialmente, ou seja, de $10 \pm 7,5i$. Substituindo $K_r = 179$ e $z = -0,0019$ na Equação característica do sistema e calculando as raízes, são obtidos os valores:

$$\begin{aligned} P_1 &= -12.01 + 5.89i \\ P_1^* &= -12.01 - 5.89i \\ P_2 &= -0.0019 \end{aligned}$$

Os ganhos do controlador PI são **Kp = 15,7** e **Ki = 0,03**.

A resposta ao degrau unitário para o sistema em malha fechada com os ganhos do PI calculados é mostrada na Figura 4.37 e apresenta um percentual de *overshoot* de aproximadamente 0% e uma constante de tempo de 0,15 seg. A Tabela 4.6, mostra os valores estabelecidos e os valores encontrados no projeto do controlador PI para fins de análise.

TABELA 4.6 - Valores comparativos - estabelecido x encontrado

Parâmetro	Valor estabelecido	Valor encontrado
Percentual de <i>overshoot</i>	1.52%	0%
Constante de tempo ($1/\zeta\omega_n$)	0.1seg	0.15seg
ζ	0.8	0.9
ω_n	12.5rad/s	13.1rad/s

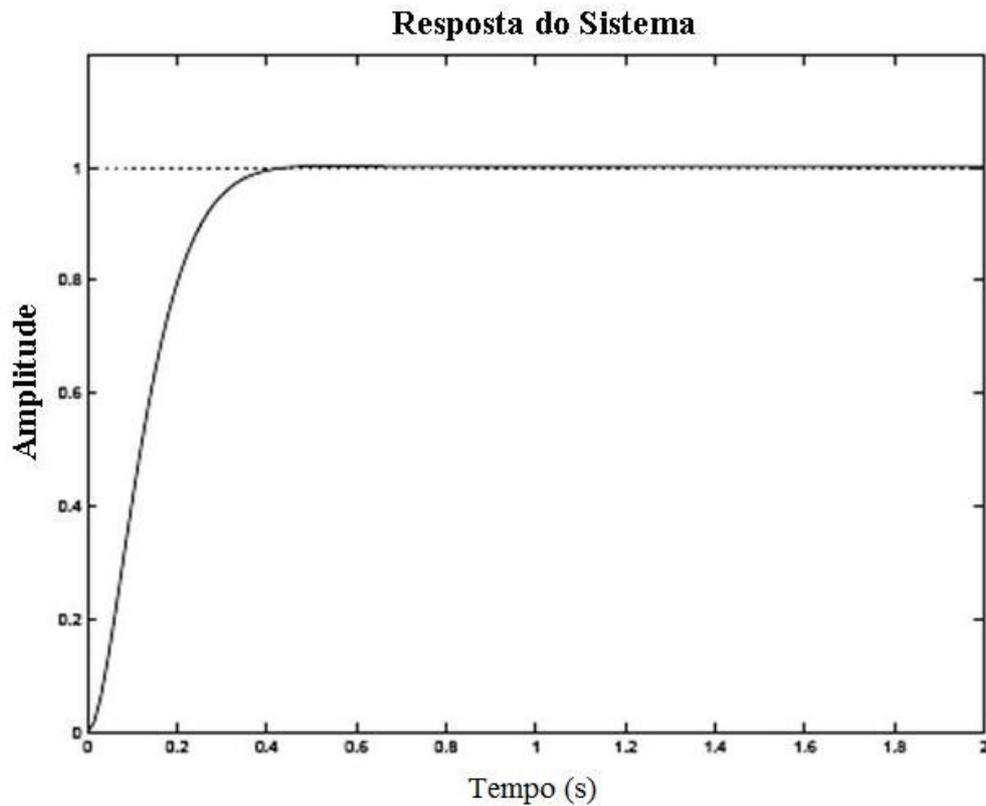


FIGURA 4.37 - Resposta do sistema para $z = -0,0021$

O controlador foi projetado para tempo contínuo. No entanto, para se implementar qualquer controle em um DSP é necessário que esse tipo de controle seja digital. Para digitalizar o sistema controlado foi utilizada a aproximação retangular em que se considera a aproximação dada pela equação:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int d_t + K_d \frac{de}{dt} \quad (4.42)$$

Onde, t é o intervalo de amostragem, o qual é selecionado de 10 a 20 vezes menor que a constante de tempo do sistema para não haver perda de informação sobre a dinâmica (Nekoogar, 1999), devendo-se desprezar a parte derivativa. Como $\tau_m = 0,0416$ (seção 4.4.2), $T = \tau_m / 10 = 0,001$ segundos.

Para discretizar assume-se o tempo de amostragem como sendo a aproximação retangular fácil de ser utilizada e produzindo resultados satisfatórios (Persechini, 2004). Para a solução da parte integral realiza-se o somatório de pequenos retângulos.

METODOLOGIA

As Figuras 4.38 e 4.39 apresentam o modelo do controlador DSP, simplificado e implementado, respectivamente.

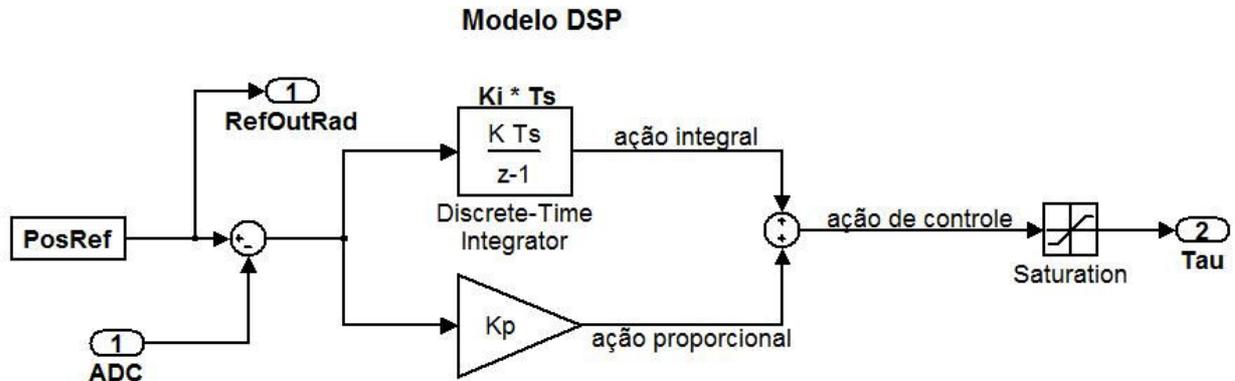


Figura 4.38 - Modelo simplificado do DSP

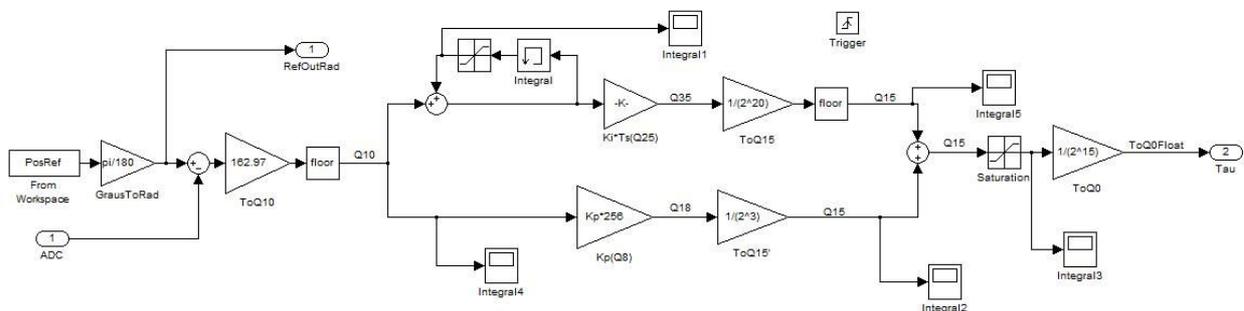


Figura 4.39 - Modelo do DSP implementado

A resposta do modelo em malha fechada a um degrau unitário a partir do modelo da Figura 4.39 é apresentada na Figura 4.40, sendo aplicado um degrau de 180° , partindo da condição inicial de 20° e atingindo a condição final de 200° . Pode-se observar um *overshoot* pequeno e a estabilização na posição de referência do controlador em um tempo inferior a 200 ms.

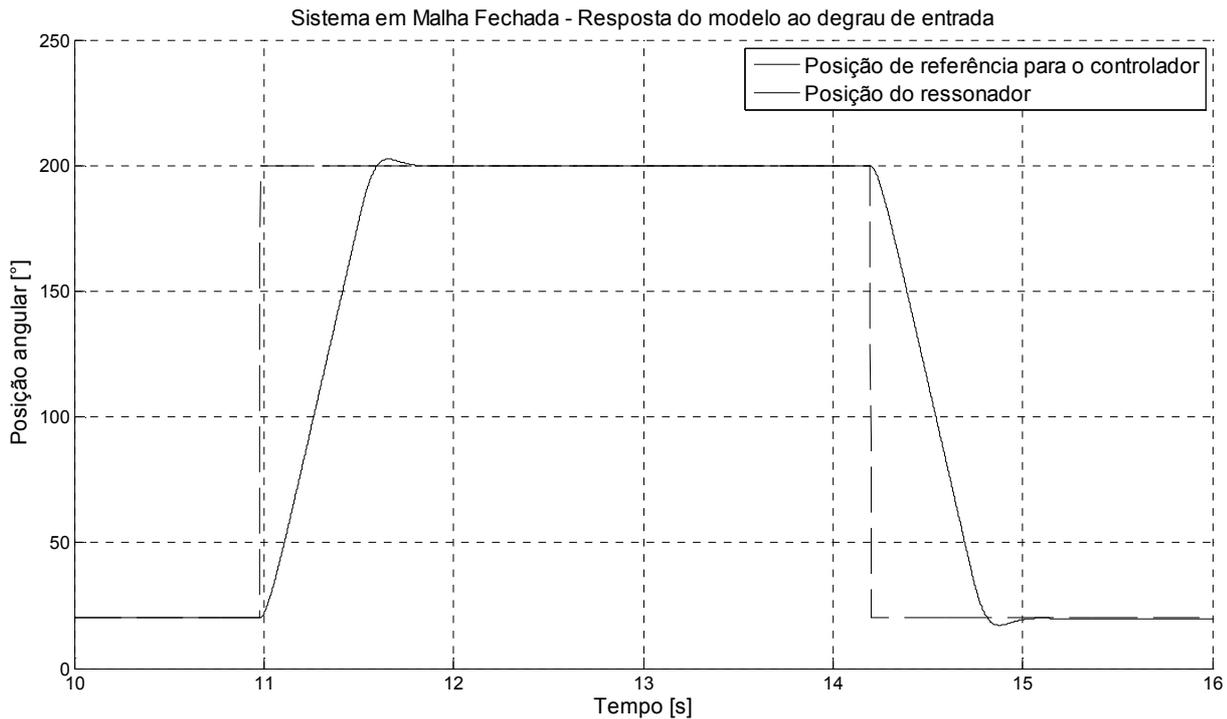


Figura 4.40 - Resposta do modelo do sistema em malha fechada ao degrau de entrada

4.3 Metodologia dos testes em Banco de Fluxo e dinamômetro de bancada

4.3.1 Metodologia dos testes em Banco de Fluxo

A primeira etapa dos experimentos foi realizada no banco de fluxo, o qual permite simular as condições de escoamento nos sistemas de admissão de um motor de combustão interna. O banco de fluxo produz uma depressão constante entre a atmosfera e um grande reservatório ligado à seção de testes. A depressão é gerada por meio de um soprador de grande porte. Reproduz-se o movimento das válvulas através de um motor elétrico acoplado ao eixo de comando de válvulas, por meio de uma correia dentada. O banco de fluxo utilizado neste trabalho pode ser visto na Figura 4.41 e permite o estudo do escoamento em regime permanente ou transiente. Variáveis como vazão mássica, pressão, temperatura e velocidade de rotação do eixo comando de válvulas podem ser obtidas (Hanriot, 2001). O reservatório ao qual a seção de testes é conectada tem capacidade de 350 litros, e é utilizado para atenuar os pulsos de pressão produzidos pelas válvulas de admissão.

METODOLOGIA



FIGURA 4.41 – Fotografia mostrando uma vista geral do banco de fluxo

A Figura. 4.42 mostra o esquema do banco de fluxo montado no Laboratório de Fluidodinâmica Aplicada da PUC Minas. No esquema é mostrada a entrada ou saída de ar, de acordo com a sua operação, a seção de testes, o cabeçote do motor de combustão interna, a ordem em que o sistema é distribuído, o insuflador, o conjunto de tubulações e válvulas mecânicas e elétricas, o motor elétrico que aciona o cabeçote, o sistema de lubrificação e os dois tanques de equalização e amortecimento de oscilações de pressão. Os componentes deste sistema são especificados nos próximos itens.

O insuflador, principal componente do banco, é um equipamento capaz de admitir ar do exterior quando operado no processo de descarga dos gases, e admitir do interior da sala quando operado no processo de admissão dos gases. O insuflador tem como característica a capacidade de insuflar até $600 \text{ m}^3/\text{h}$ de ar a uma pressão manométrica máxima de 0,7 bar.

METODOLOGIA

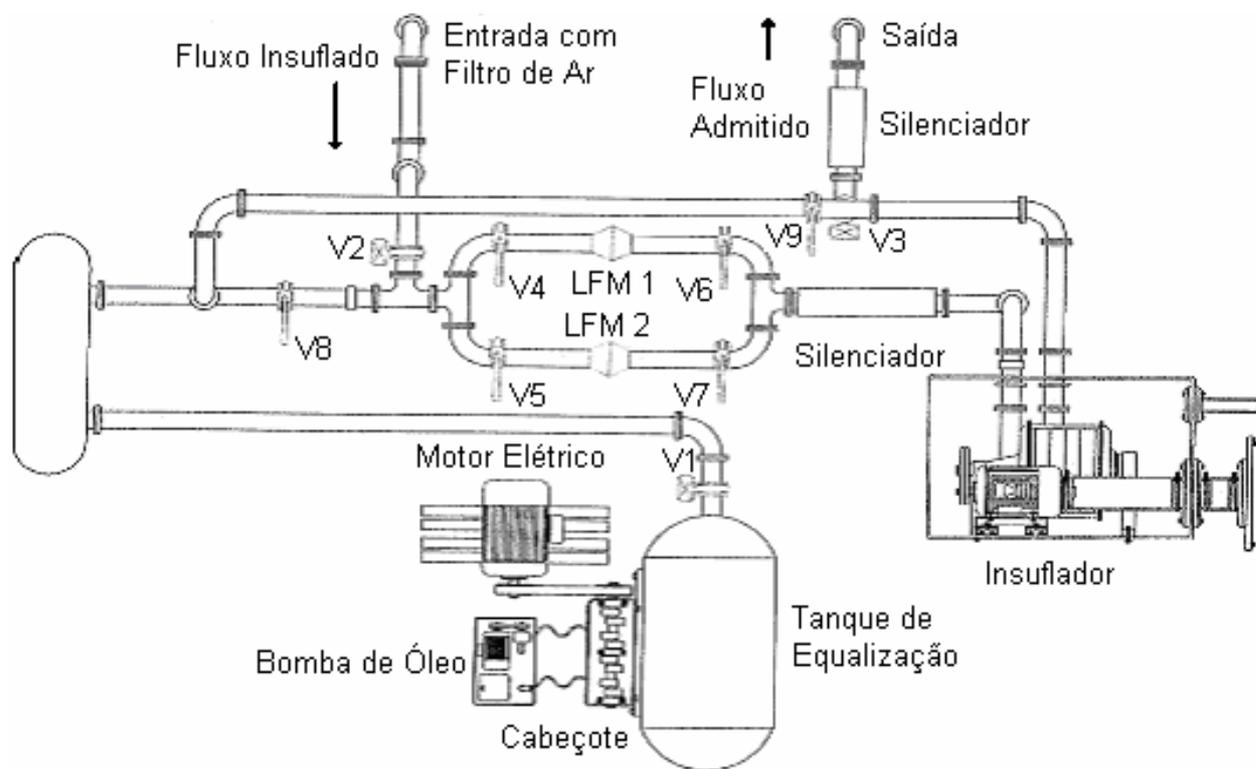


FIGURA 4.42 – Esquema geral do banco de fluxo

4.3.1.1 Procedimentos para os testes em Banco de Fluxo

Os procedimentos foram implementados a partir dos testes realizados no Centro de Pesquisas da Fiat, na Itália, e adaptados para o banco de fluxo (Hanriot, 2001). Os testes são iniciados com a sala do banco de fluxo a 20°C, sendo obtida esta temperatura com o sistema de condicionamento de ar ligado pelo menos uma hora antes do início dos testes. Pode-se observar na Figura 4.43 o comportamento da temperatura ao longo de um teste com duração de 120 minutos. As válvulas manuais e motorizadas são selecionadas para condição de operação aspirada e utilização do medidor laminar de vazão.

Para os experimentos realizados no Banco de Fluxo foram necessárias definições dos testes com apenas o cabeçote do motor e duto reto, com o motor parcial e duto reto, com o cabeçote e o sistema de admissão completo, assim como a definição da posição de inserção do ressonador e as influências da geometria do ressonador. Testes estáticos e dinâmicos com o ressonador eletrônico também foram realizados. Todos os procedimentos são abordados a seguir detalhadamente.

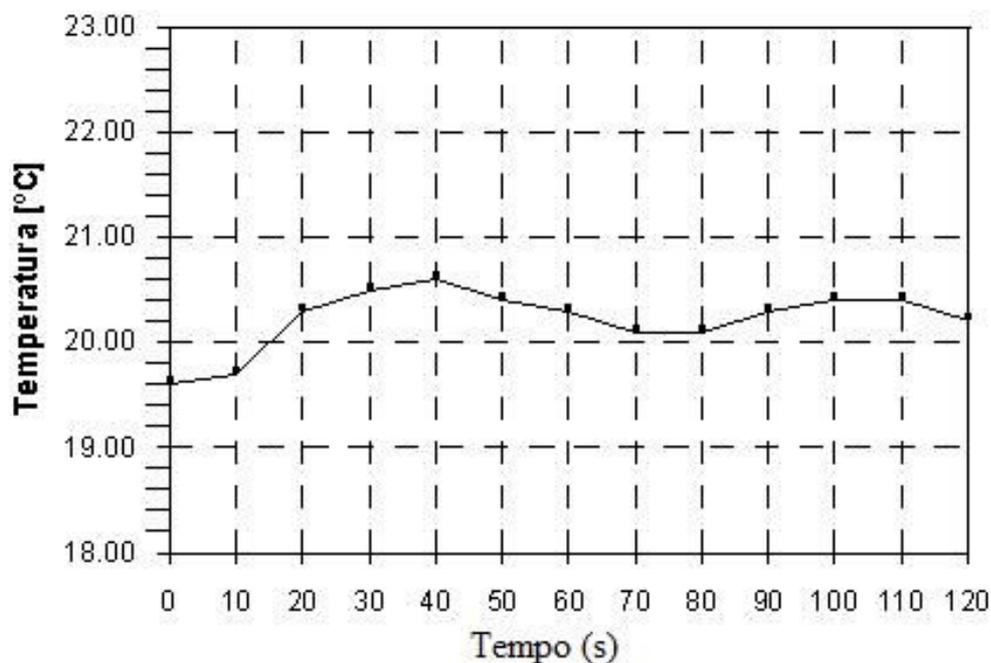


FIGURA 4.43 - Variação da temperatura em função do tempo na realização de um teste experimental no banco de fluxo

4.3.1.2 Determinação das dimensões do conduto de admissão de tubo reto

Foi adotado um tubo de comprimento de 2000 mm, caracterizado pelo escoamento similar aos utilizados em automóveis (Hanriot 2001). A análise para determinação do conduto de admissão reto é justificável 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 o eixo comando das válvulas possui a metade da rotação do motor, a variação da rotação do eixo comando das válvulas foi de 200 a 2500 rev/min, que corresponde a 3,33 e 41,67 Hz, respectivamente. Motores de baixas cilindradas requerem torque em baixas rotações. Portanto, o estudo de ressonância para maximização da eficiência nestes motores deve ocorrer num regime de rotação entre 2000 e 3000 rev/min (do motor), em regime de rotação das válvulas de 16,67 a 25 Hz.

Considerando a velocidade do som de 343,4 m/s, para uma temperatura média do Banco de Fluxo de 20 °C, o diâmetro interno de 12,7 mm e as Equações 3.13 e 3.14, as Tabelas 4.7 e

METODOLOGIA

4.8 expressam os valores das várias freqüências de ressonância (em Hz) para o duto. Neste caso, uma das extremidades é considerada sempre aberta (lado aberto para a atmosfera) e a outra extremidade aberta ou fechada, condições que permanecem intermitentes pela dinâmica do sistema de admissão, devido a ser um motor de 4 tempos, onde a válvula de admissão permanece aberta apenas na fase de admissão de cada cilindro e o ciclo motor acompanha a ordem dos cilindros 1-3-4-2. Desta forma, o duto do sistema de admissão permanece $\frac{3}{4}$ do tempo com uma extremidade aberta e outra fechada e $\frac{1}{4}$ do tempo com as duas extremidades abertas.

TABELA 4.7 - Freqüências de Ressonância para o Conduto, Fechado na Extremidade

comprimento do tubo (mm)	Freqüência (Hz)				
	Fundamental	1° Harmônico	2° Harmônico	3° Harmônico	4° Harmônico
	f1 (Hz)	f2 (Hz)	f3 (Hz)	f4 (Hz)	f5 (Hz)
2.000	41,03	123,75	205,25	288,75	371,25

TABELA 4.8 - Freqüências de Ressonância para o Conduto, Aberto na Extremidade

comprimento do tubo (mm)	Freqüência				
	Fundamental	1° Harmônico	2° Harmônico	3° Harmônico	4° Harmônico
	f1 (Hz)	f2 (Hz)	f3 (Hz)	f4 (Hz)	f5 (Hz)
2.000	82,05	154,12	245,18	328,24	410,30

Estes dados tabelados são importantes para verificar se existe alguma relação entre a freqüência de ressonância do duto (considerando o aberto nas extremidades ou fechado em uma extremidade e abertura na outra) com a freqüência das válvulas e do pistão e a influência posterior da inserção do ressonador.

4.3.1.3 Influência da abertura e fechamento das válvulas no comportamento da onda de pressão

A análise da variação da vazão mássica e da pressão no escoamento transiente ocasionado pelo movimento das válvulas de admissão foi realizada com apenas um cilindro em operação para a visualização dos fenômenos de onda gerados apenas pelas válvulas. A montagem do cabeçote do motor com a válvula de admissão conectado ao conduto reto dimensionado, como apresentado na Figura 4.44, será utilizado como referência para os testes. Posteriormente serão realizados os testes com o sistema de admissão completo e depois com a inserção dos ressonadores.



FIGURA 4.44 - Foto da configuração cabeçote acionado pelo motor elétrico (sistema de referência)

O objetivo dessa análise é o estudo da influência dos pulsos de pressão na abertura e fechamento das válvulas. O cabeçote do motor foi conectado ao tanque de equalização por meio de um acoplamento e o motor elétrico foi acoplado à polia do comando de válvulas no cabeçote por meio de um conjunto polia correia dentada, como pode ser observado no desenho esquemático da Figura 4.45. Para as medições de pressão foram utilizados

METODOLOGIA

transdutores de pressão piezoresistivos, inseridos próximo à porta da válvula e em várias posições do conduto de admissão. Na Figura 4.46 é mostrada a distribuição dos sensores.

Esta montagem permite o estudo da onda de pressão gerada no coletor apenas pelo fechamento e abertura da válvula de admissão. Uma análise para um comprimento de 2000 mm de conduto reto foi realizada para regimes de funcionamento do motor entre 200 e 3000 rev/min do eixo comando de válvulas.

Esta configuração com apenas um cilindro e conduto de admissão de tubo reto foi importante para avaliar o fenômeno da onda de pressão e foi considerada como referência.

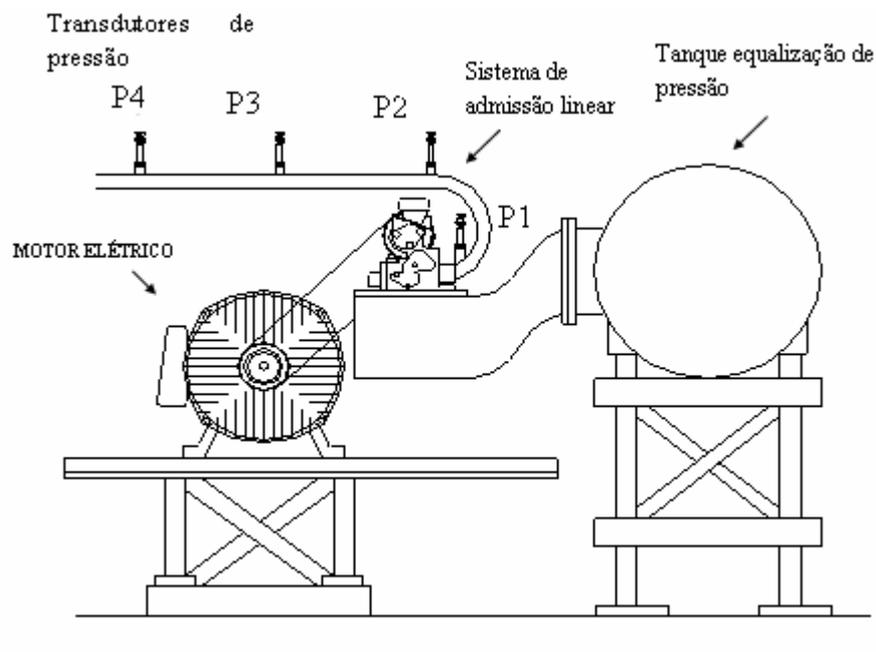


FIGURA 4.45 - Esquema da bancada considerando apenas a influência das válvulas

Sistemas com o mesmo cabeçote, mas com o duto de admissão completo, outras configurações de dutos, outros tipos de ressonadores e filtros de ar serão avaliados posteriormente.

METODOLOGIA

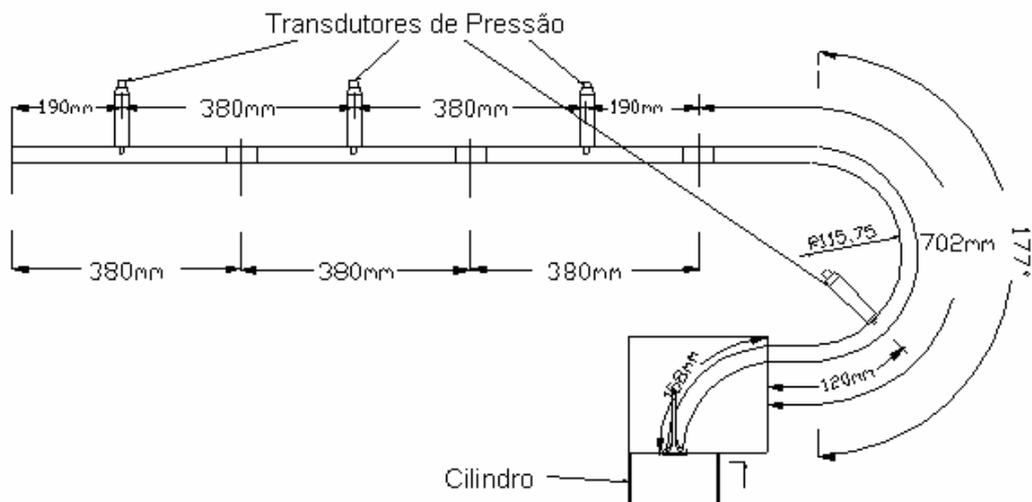


FIGURA 4.46 - Esquema da instalação e distribuição dos sensores

4.3.1.4 Influência do movimento das válvulas e dos pistões na onda de pressão no conduto reto de admissão para o motor funcionando com um cilindro

O estudo da influência dos pulsos de pressão gerados pelo movimento do conjunto válvula e pistão, na vazão de ar para o cilindro foi realizado em Rodríguez 2006. O acionamento do motor de combustão interna é realizado pelo motor elétrico que aciona o eixo comando de válvulas através de uma correia dentada.

A Figura 4.47 apresenta a foto do motor montado no Banco de Fluxo. A Figura 4.48 mostra o esquema da montagem completa do sistema, indicando a posição dos componentes. Os testes para essa condição foram realizados com a rotação variando de 200 até 3000 rev/min do eixo comando de válvula, por problemas estruturais da montagem.



FIGURA 4.47 - Foto da configuração motor acionado pelo motor elétrico

A Figura 4.49 mostra em detalhe a montagem do motor ao banco de fluxo com o duto reto partindo da válvula de admissão. O duto de descarga é ligado ao plenum do banco de fluxo por meio de uma mangueira, sem a válvula de descarga, onde é realizada a ligação com o insuflador do Banco de Fluxo.

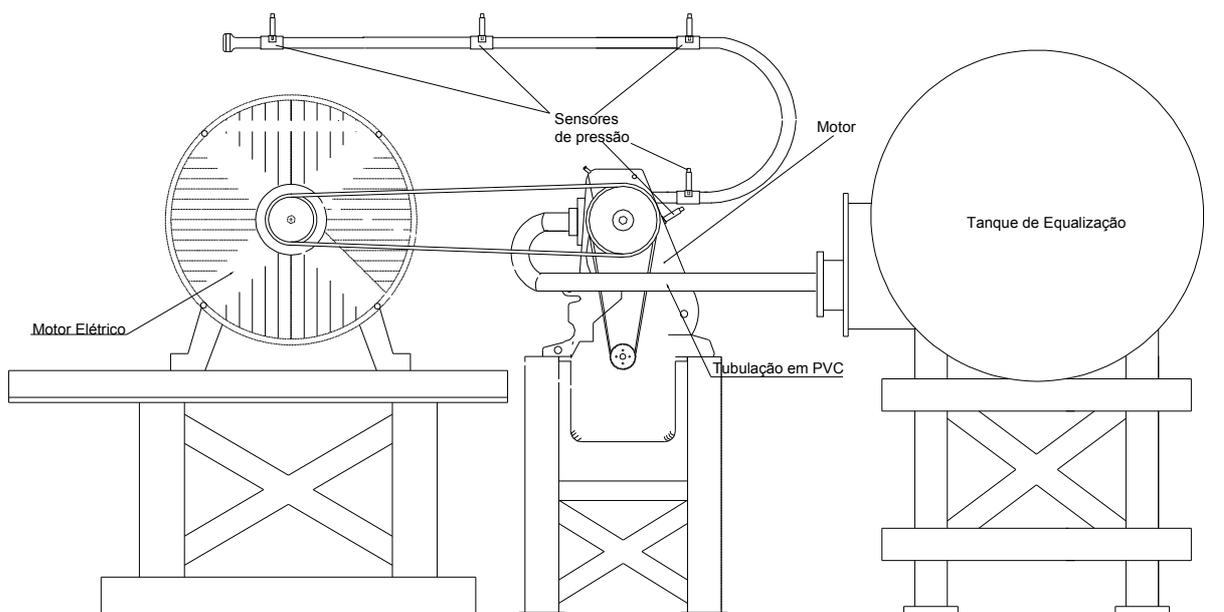


FIGURA 4.48 - Esquema da montagem do motor no banco de fluxo

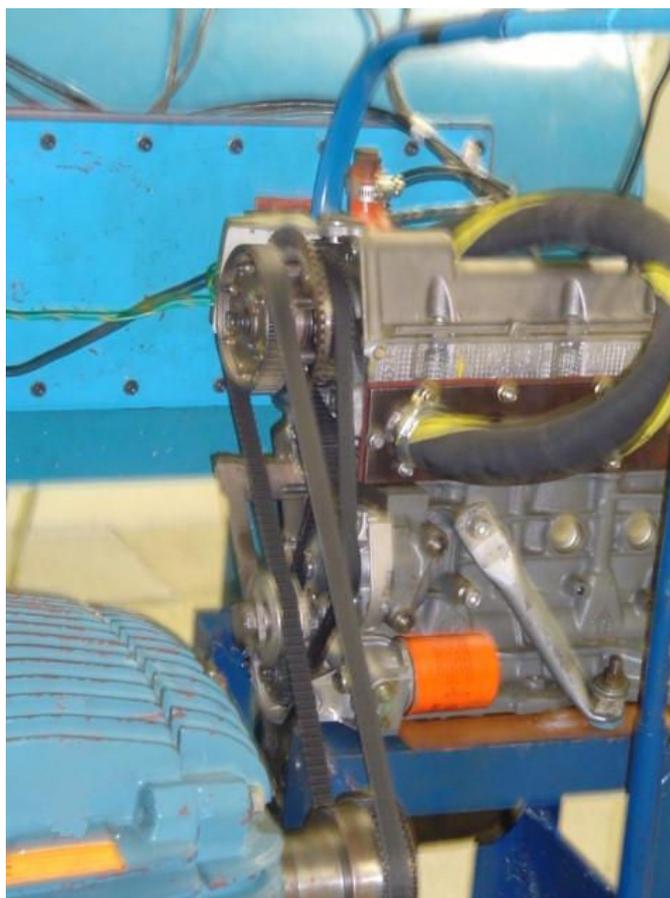


FIGURA 4.49 - Detalhe do acoplamento do motor elétrico ao motor de combustão interna

4.3.1.5 Influência da posição do ressonador na onda de pressão no conduto reto de admissão

Esta etapa envolve a inserção de um ressonador em diferentes pontos do conduto reto 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 conduto. O ajuste dos pulsos de pressão que chegam a porta da válvula no momento em que está em processo de fechamento foram estudados, com a finalidade de maximizar o rendimento volumétrico.

Foi utilizado um ressonador de Helmholtz que permitia variar os parâmetros geométricos, de forma a obter a modificação da frequência de ressonância. 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.

METODOLOGIA

As Figuras 4.50 e 4.51 mostram o esquema e uma foto, respectivamente, da montagem com as posições em que foi inserido o ressonador. Como mostrado por Nishio (1991), Kostun (1994), Hanriot (2001) e Rodríguez (2006), a melhor posição encontrada foi a localizada nas proximidades da válvula de admissão.

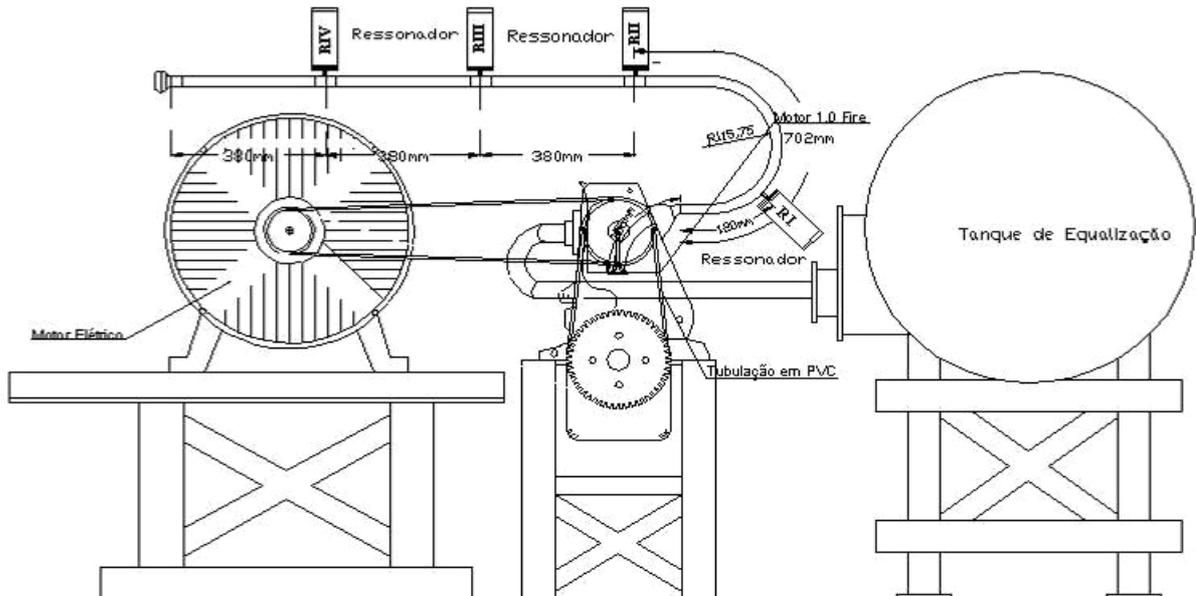


FIGURA 4.50 - Ressonador de Helmholtz no tubo reto

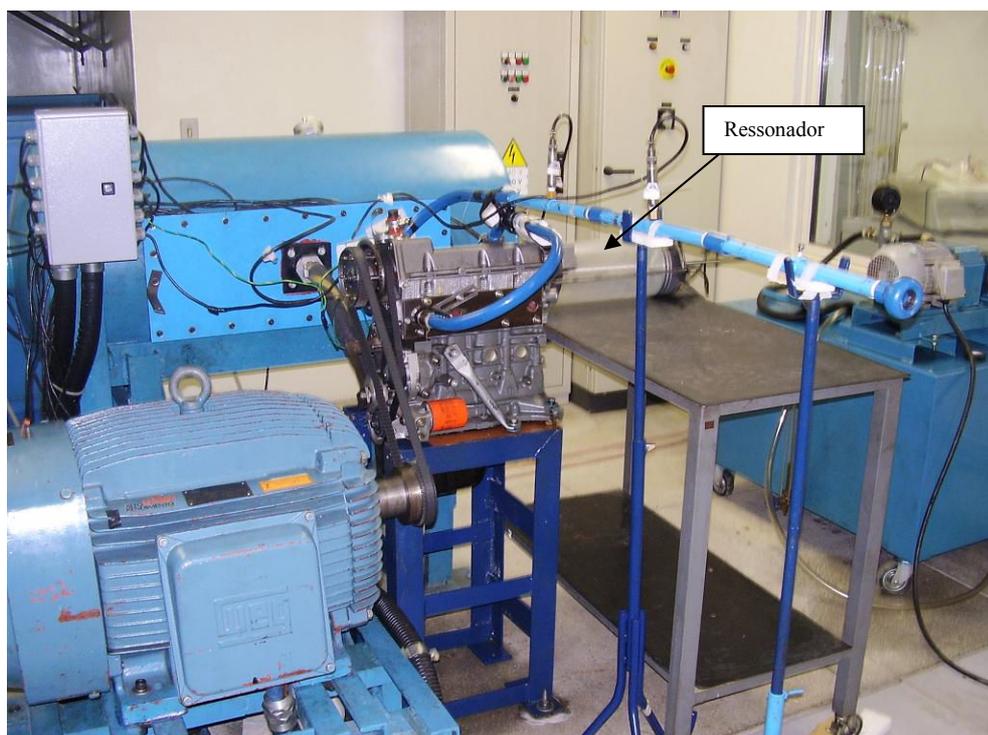


FIGURA 4.51 - Posicionamento do Ressonador e detalhes do tubo linear de admissão

METODOLOGIA

4.3.1.6 Estudo da influência da geometria do ressonador

Foram utilizadas três geometrias de ressonador com o intuito de testar a influência da no comportamento da onda de pressão. Foram utilizados este teste um ressonador de pistão (cilindro), um ressonador de palheta e um ressonador com forma de cubo, mostrados na Figura 4.52.

Testes de vazão e pressão realizados no Banco de Fluxo comprovam que não há influência da forma geométrica do ressonador no comportamento da onda de pressão e na vazão do sistema. A Figura 4.52 mostra o modelo dos três ressonadores utilizados nos testes. O ressonador de pistão foi fixado no curso de 150 mm, obtendo um volume de 2,65 litros. O ressonador de palheta foi fixado com um ângulo entre as palhetas de 168 graus e o ressonador em forma de cubo confeccionado com 138 mm de lado. Estes ressonadores na mesma posição foram utilizados num sistema com o cabeçote montado no banco de fluxo a admissão original completa.



FIGURA 4.52 – Modelo dos três ressonadores de geometrias diferentes

4.3.1.7 Estudo do sistema de admissão completo sem o ressonador

O estudo das frequências dos componentes associados e os testes com o sistema de admissão completo (configurações com duto, ressonador e filtro de ar) foram realizados primeiramente sem o ressonador com o objetivo de compreender as influências de cada componente sobre as ondas de pressão.

A frequência de todos os componentes individuais também foi avaliada. Segundo Benajes (1997), o modelo que representa um sistema de admissão com quatro tubos primários, um plenum intermediário e um tubo secundário, é dado por:

$$4 \tan \frac{w.L_1}{c} = \frac{A_2}{A_1} \cot \frac{w.L_2}{c} - \frac{w.V}{c.A_1} \quad (4.43)$$

onde:

w = frequência angular (rad/s);

c = velocidade do som (m/s);

L_1 = comprimento primário (m);

L_2 = comprimento secundário (m);

A_1 = área da seção transversal – tubo primário (m²);

A_2 = área da seção transversal – tubo secundário (m²);

V = volume do plenum intermediário (m³).

A Figura 4.53 mostra o modelo do cabeçote e coletor de admissão utilizado para os testes, onde são destacados os dutos dos cilindros 1 e 2 das válvulas de admissão, até o plenum intermediário.

METODOLOGIA

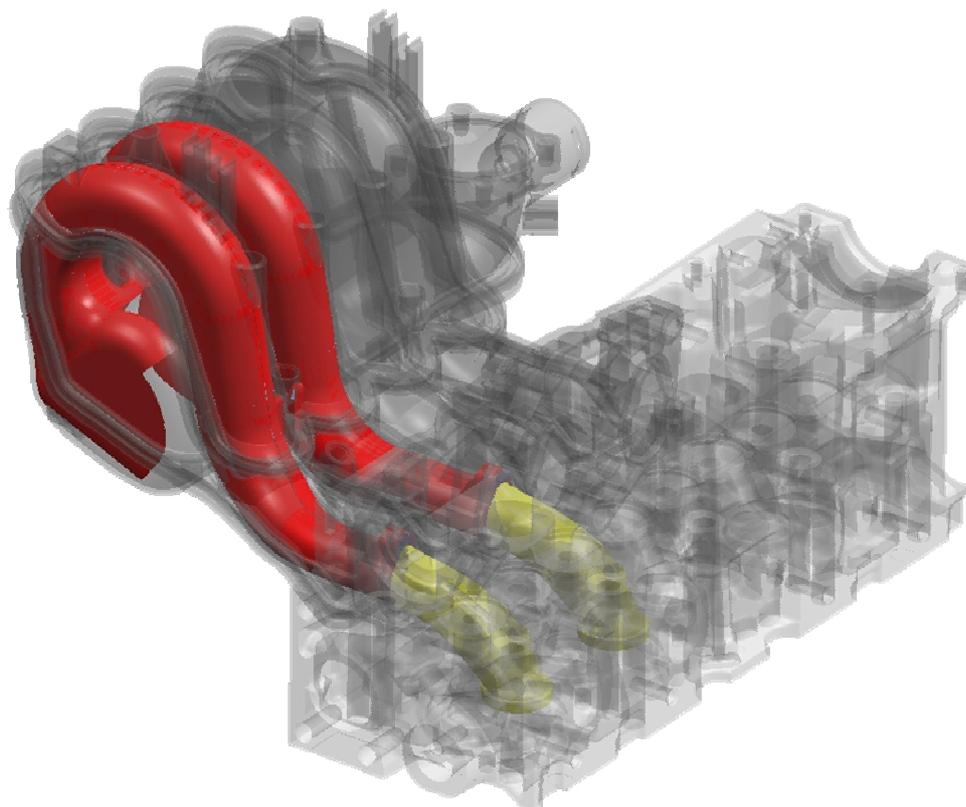


Figura 4.53 – Modelo do coletor de admissão com o cabeçote do motor.

Para a configuração original do motor (Figura 4.53) foi avaliada a geometria do sistema de admissão utilizada nos testes de banco de fluxo e nos testes de dinamômetro de bancada. A Tabela 4.9 mostra a rotação do motor e as frequências de ressonância utilizadas.

TABELA 4.9 - Variação da frequência de ressonância

Frequência de ressonância (Hz)	Rotação do motor (rev/min)	
	4 válvulas	1 válvula
107,8765	6472,589	1618,147
76,28019	4576,811	1144,203
62,28251	3736,951	934,2377
53,93824	3236,294	809,0736
48,24383	2894,63	723,6574
44,04039	2642,423	660,6058
40,77348	2446,409	611,6021
38,14009	2288,406	572,1014
35,95883	2157,53	539,3824
34,11354	2046,812	511,7031
32,52598	1951,559	487,8897
31,14126	1868,475	467,1189

METODOLOGIA

Para o cálculo da Frequência do sistema de admissão, a solução da frequência angular da equação não é explícita e pode ser obtida através de um cálculo iterativo introduzindo os valores dimensionais do coletor de admissão. O valor numérico de w representa a frequência natural de todo o coletor de admissão e das válvulas até a extremidade aberta do coletor de admissão.

A Figura 4.54 apresenta os desenhos da linha de centro da entrada da válvula ao plenum do coletor de admissão e o diâmetro médio em secções equidistantes ao longo do duto, sendo o comprimento do duto do cilindro 1 no coletor de admissão igual a 379,44 mm, o comprimento do duto 1 no cabeçote igual a 85,01 mm, obtendo-se um comprimento total de 464,45 mm. A área da seção média do conduto é de 1060 mm^2 e o volume do plenum é de $1798162,5 \text{ mm}^3$.

A Figura 4.55 mostra o modelo do conduto e a linha de centro da borboleta a mangueira flexível, sendo o comprimento de 361,28 mm e a área da seção média é $2493,65 \text{ mm}^2$.

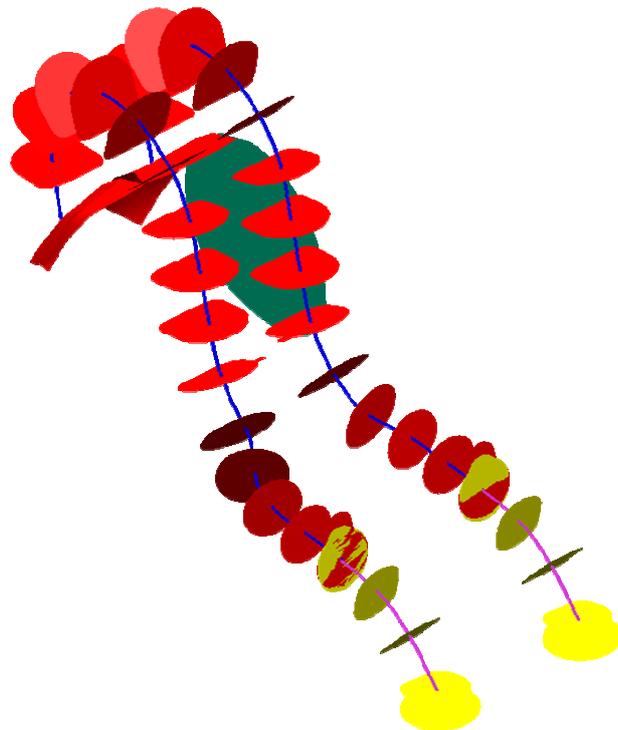


Figura 4.54 – Desenho da linha de centro da entrada da válvula ao plenum do coletor de admissão e os diâmetro médio em secções equidistantes ao longo do duto

METODOLOGIA

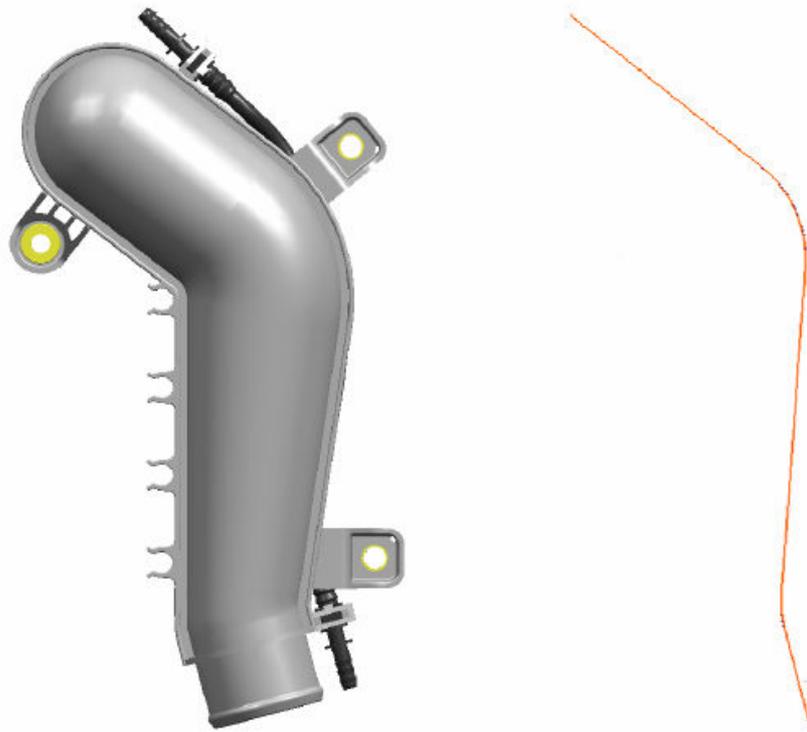


Figura 4.55 – Modelo do conduto e a linha de centro da borboleta a mangueira flexível

A Figura 4.56 apresenta o modelo da mangueira flexível e a linha de centro do conduto ao filtro de ar, sendo o comprimento da mangueira igual a 210,00 mm. A área da seção média é de 2467,13 mm².

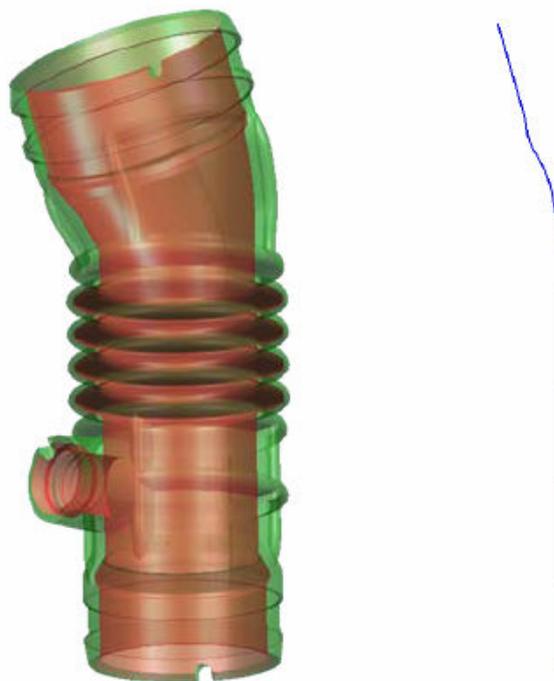


Figura 4.56 – Modelo da mangueira flexível e a linha de centro do conduto ao filtro de ar



Figura 4.57 – Modelo do filtro de ar

A Figura 4.57 mostra o modelo do filtro de ar. O modelo e a linha média do duto de entrada do filtro de ar são apresentados na Figura 4.58. O volume do filtro de ar é $6677087,475 \text{ mm}^3$. O comprimento do duto de entrada é de $267,13 \text{ mm}$ e a área da seção transversal é $1572,79 \text{ mm}^2$.

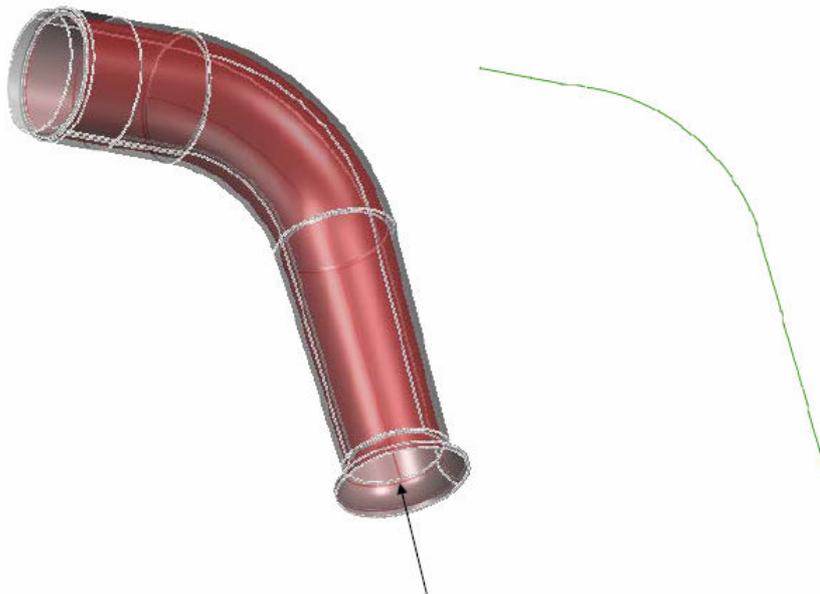


Figura 4.58 – Modelo e a linha média do duto de entrada do filtro de ar

METODOLOGIA

Para a solução da Equação 4.43 foi realizado um programa em Matlab para o cálculo da frequência fundamental do sistema de admissão. Os dados de entrada para o cálculo da Equação 4.43 foram L_1 igual a 460,00 mm, L_2 igual a 571,28 mm, a igual a 340000 mm/s, A_1 igual a 1020,00 mm², A_2 igual a 2200mm² e $V_{pleno} = 1798162,5$ mm³. O valor de frequência natural do sistema de admissão utilizado é de 51.56 Hz.

4.3.1.8 Estudo da vazão com a inserção do ressonador de volume variável

Os testes de vazão de ar foram realizados no banco de fluxo apenas com o cabeçote montado para toda a faixa de rotação do motor e comparados os resultados com os valores de referência calculados para o sistema de admissão completo, segundo a metodologia de Benajes (1997). As Figuras 4.59 e 4.60 mostram a montagem no Banco de Fluxo para os testes do sistema de admissão original e com a inserção do ressonador de volume variável, respectivamente.

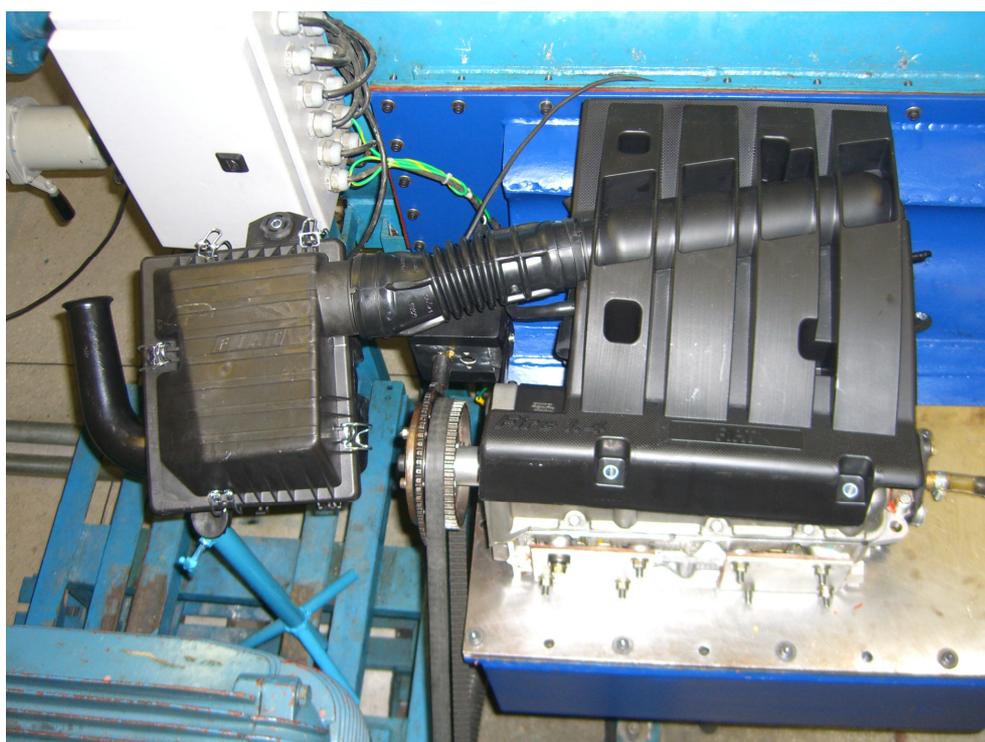


Figura 4.59 – Montagem do cabeçote no Banco de Fluxo com o sistema de admissão original

METODOLOGIA

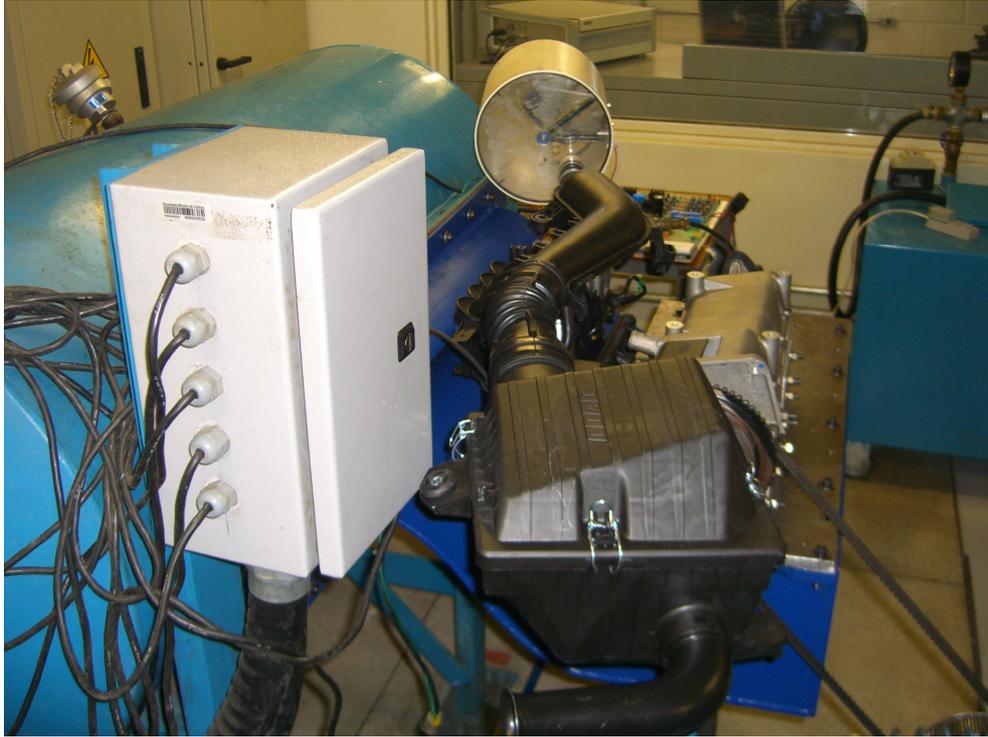


Figura 4.60 – Montagem do cabeçote no Banco de Fluxo com o sistema de admissão original e a inserção do ressonador de palheta

Para as medições de pressões dinâmicas no conduto de admissão foram utilizados transdutores de pressão no conduto de admissão e no interior do ressonador, com faixa de operação de -1 a 3 bar. A Figura 4.61 mostra a posição da instalação do transdutor de pressão, próximo à borboleta de controle de carga do motor, mesmo ponto do conduto que o ressonador de palheta foi instalado.



Figura 4.61 – Posição da instalação do transdutor de pressão no conduto de admissão

4.3.2 Metodologia experimental dos testes em Dinamômetro de Bancada

Dois motores foram utilizados neste trabalho, sendo os pré-testes realizados no laboratório de motores da PUC Minas com o motor FIRE 1242 cm³ e o motor FIRE 1368 cm³ para os testes realizados na FPT Powertrain technologies, permitindo assim obter as curvas características e o mapa de desempenho do motor.

O motor que possui tecnologia Flex, de 1368 cm³ de volume total deslocado, de quatro tempos, com razão de compressão de $10,35 \pm 0,15$ na configuração original do fabricante, com sistema eletrônico semi-seqüencial de ignição e injeção multiponto, com eixo de comando de válvulas no cabeçote e sistema de alimentação de combustível a pressão constante de 3,5 bar foi montado com todos os seus componentes originais no dinamômetro de bancada para a realização dos testes. Foi instalado o sistema de injeção eletrônico da Magneti Marelli IAW 4AF com o sistema de arrefecimento do dinamômetro, o sistema de alimentação de combustível, o circuito de recuperação dos vapores de combustível e o sistema de descarga do motor. A Figura 4.62 mostra o motor preparado sobre a estrutura para acoplamento no dinamômetro.

METODOLOGIA



FIGURA 4.62 - Motor 1368 cm³ preparado sobre a estrutura para ser acoplado ao dinamômetro

O dinamômetro hidráulico utilizado nos pré-testes no laboratório de motores da PUC Minas é mostrado na Figura 4.63. Trata-se do dinamômetro marca Heenan e Froude, tipo G4-1, modelo E, número B59045, com capacidade máxima de 350 cv de potência absorvida e rotação máxima de 6000 rev/min. O dinamômetro de corrente elétrica utilizado na FPT Technologies é da marca Borghi e Saveri, tipo Eddy Current Dynamometer, modelo FE 150S, com capacidade máxima de 150 cv de potência absorvida de 235 N.m de torque máximo e rotação máxima de 13000 rev/min. Este dinamômetro é mostrado na Figura 4.64.



FIGURA 4.63 – Montagem do motor no dinamômetro hidráulico – PUC Minas

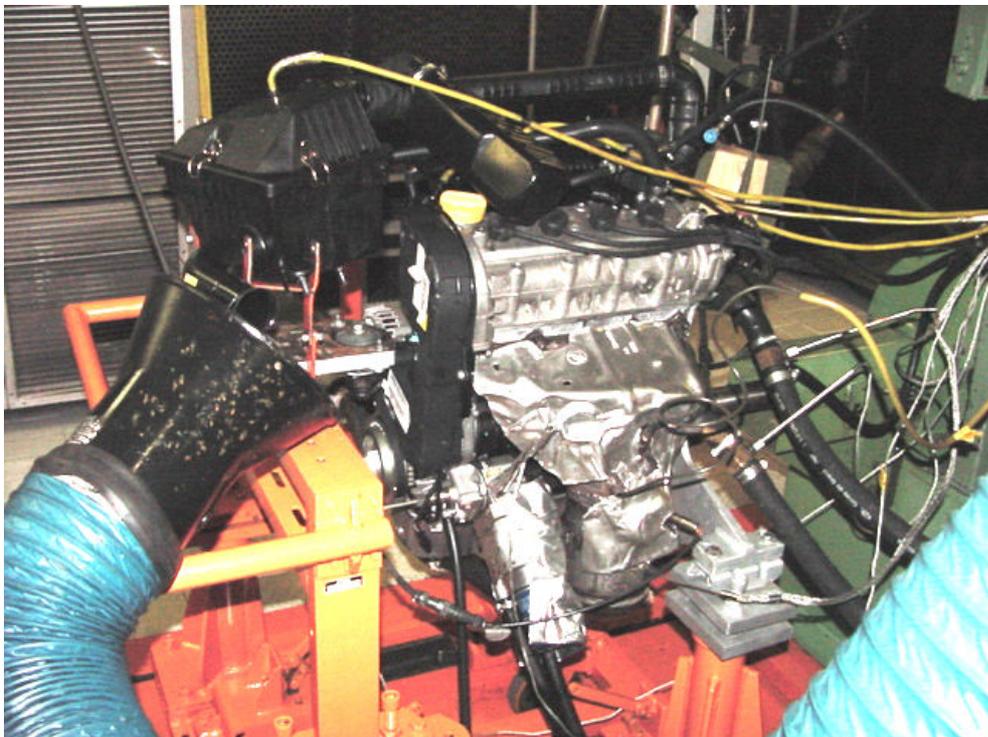


FIGURA 4.64 – Montagem do motor no dinamômetro elétrico – FPT

METODOLOGIA

Os testes de desempenho foram realizados em condições de plena carga de acordo com a norma NBR ISO 1585, 1996, que determina que a borboleta do acelerador deve ficar totalmente aberta. O motor deve ser acelerado conjuntamente com aplicação de carga até atingir plena carga e então os testes são realizados para uma faixa de rotação de 1500 a 6000 rev/min com incrementos de 250 a 500 rev/min, através da regulagem da carga no dinamômetro. As medições foram obtidas em cada posição após a estabilização do motor e da instrumentação.

Os testes realizados na PUC Minas têm o objetivo de avaliar o motor e o dinamômetro e a resposta da inserção do ressonador no conduto de admissão. Para isto foram testadas as configurações definidas no Banco de Fluxo. Para avaliar o dinamômetro da PUC Minas foi realizado uma comparação com o laboratório de motores do CETEC com o mesmo motor.

Os testes realizados no dinamômetro da FPT Powertrain Technologies têm o objetivo de avaliar os parâmetros de desempenho. Para isto, foi realizado o teste referência com o motor FIRE 1368 cm³ sem a variação do comando de válvulas, com a variação do volume do ressonador, ressonador no conduto de admissão antes da borboleta, ressonador no plenum do coletor de admissão, depois da borboleta.

Simulações das curvas maximizadas com o ressonador eletrônico também foram realizadas. Todos os procedimentos são abordados a seguir detalhadamente.

4.3.2.1 Metodologias utilizadas nos pré-testes realizados no dinamômetro da PUC Minas

O primeiro teste no dinamômetro de bancada do laboratório de motores da PUC Minas foi com o sistema de referência, sem ressonador, para validar o dinamômetro a partir dos dados de desempenho obtidos no laboratório do CETEC. Todos os testes foram realizados com o mesmo motor.

Na seqüência foram avaliadas as freqüências de resposta do ressonador com a variação das dimensões do pescoço, para verificar e dimensionar o comprimento ideal. A Figura 4.65 mostra o sistema montado com o ressonador de pistão com um pescoço de 560 mm.

METODOLOGIA



FIGURA 4.65 - Teste na bancada dinamométrica com motor 1.242 cm³ e ressonador com pescoço de 560 mm de comprimento

Após a definição do comprimento do pescoço em 170 mm, todos os testes experimentais foram realizados com esta configuração. A Figura 4.66 mostra o sistema montado com o ressonador de pistão com um pescoço de 170 mm.

Já a Figura 4.67 apresenta a montagem do motor com o ressonador inserido no conduto de admissão. O ressonador possui o comprimento de pescoço de 170 mm, a Figura mostra também a posição do transdutor de pressão no conduto de admissão. Na Figura 4.68 é mostrada a posição dos transdutores de pressão no interior do ressonador, está instalado sobre o pistão, movimentado junto com o deslocamento do pistão.

METODOLOGIA



FIGURA 4.66 - Teste na bancada dinâmométrica com motor 1.242 cm³ e ressonador com pescoço de 170 mm de comprimento



FIGURA 4.67 – Posicionamento do pescoço do ressonador e do sensor de pressão no conduto de admissão

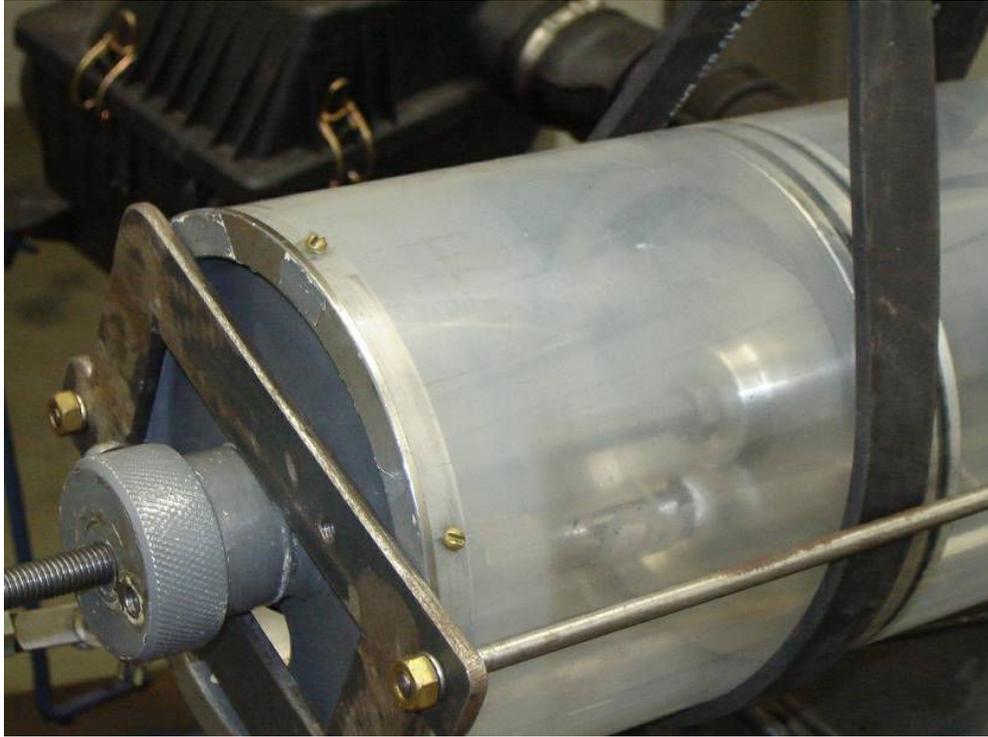


FIGURA 4.68 – Posicionamento do sensor de pressão no interior do ressonador

4.3.2.2 Metodologia utilizada nos testes em dinamômetro elétrico da FPT

A segunda fase dos testes foi realizada em bancada dinamométrica do Laboratório de motores da FPT Powertrain Technologies com o motor de produção 1368 cm³ mostrado na Figura 4.62. Para cada rotação selecionada foram efetuadas 3 medições. As medições de pressão foram feitas com uma frequência de aquisição de 2,4 kHz, durante 4 segundos. Através desses dados pode ser feita a análise do sinal de pressão no duto de admissão. Como já ressaltado, o teste de referência para toda a metodologia foi com a configuração VVT 0 (sem ressonador).

No teste realizado com o motor original, denominado teste VVT 0, o comando de válvulas de admissão foi posicionado em zero graus, pois o motor possui comando de válvulas variável. O diagrama de válvula do motor testado é mostrado na Figura 4.69 e a diagramação das válvulas não se modifica para todos os testes obtidos com as alterações propostas neste trabalho. A válvula de admissão abre 7° antes do PMS e fecha 41° após o PMI, já a válvula de descarga abre 57° antes do PMI e fecha 9° antes do PMS, não havendo cruzamento de válvulas.

METODOLOGIA

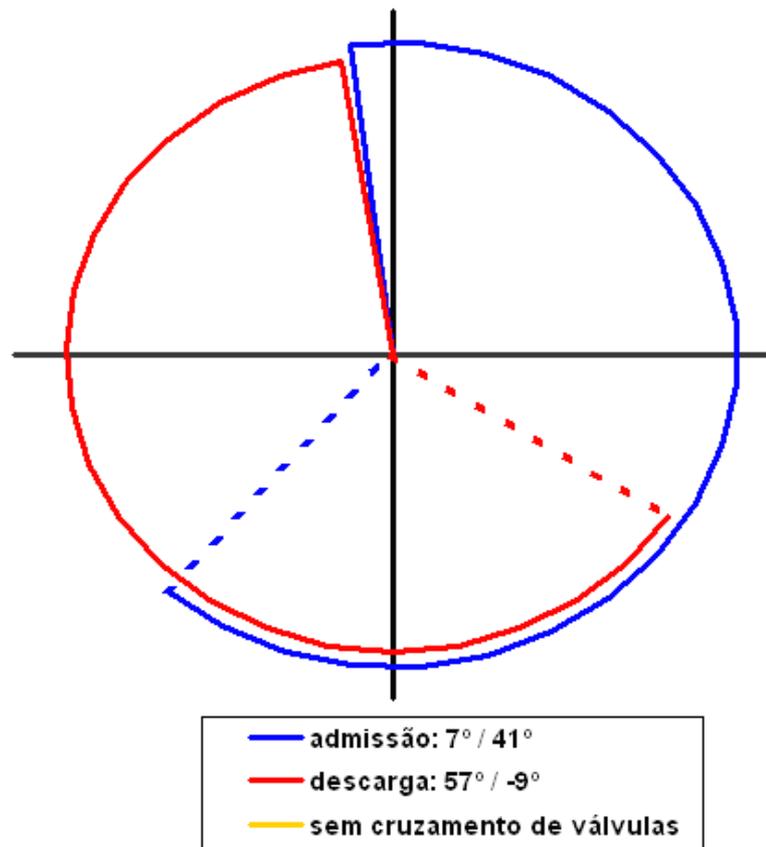


Figura 4.69 – Diagrama de válvula do motor VVT 0

O dinamômetro de bancada utilizado nos experimentos é um dinamômetro de absorção passivo, princípio de funcionamento elétrico, torque máximo de frenagem 235 N.m e potência máxima de frenagem 111,9 kW (150 cv). O dinamômetro encontra-se instalado no interior de uma cabine isolada acusticamente, com temperatura e umidade controlada. Também o sistema de exaustão dos gases do motor e o sistema de ar de admissão do motor possuem temperatura controlada. Um sistema composto por trocadores de calor e eletro válvulas gerenciados por um controlador via software dedicado de gestão do dinamômetro permite o ajuste programado das temperaturas da água de arrefecimento e do óleo lubrificante do motor.

Os testes se iniciam com o motor em sua configuração original de produção, sendo esta a condição de referência para a configuração com a inserção do ressonador. As curvas de torque, potência, consumo específico, pressão no filtro de ar e no coletor de admissão foram obtidas para esta condição de referência. Os valores de avanço de ignição, valores de lambda e temperatura no catalisador também foram monitorados para comparar as condições de

METODOLOGIA

prova. Todas as curvas são levantadas com o motor em plena carga, com uma pressão no coletor estabilizada em 900 mbar.

Para as provas com o ressonador, os mesmos parâmetros da configuração foram medidos, acrescentando a pressão no interior do ressonador. As Figuras 4.70 e 4.71 apresentam a posição de inserção do ressonador no sistema de admissão, entre a borboleta e o filtro e no plenum entre a borboleta e a porta das válvulas de admissão, respectivamente. Essas provas foram realizadas com o ressonador de pistão com o curso variando entre 50 e 250 mm ou 0,88 e 4,42 litros, Sendo que a cada 50 mm ou 0,88 litros obtinham-se todas as curvas de desempenho do motor em plena carga.

As Figuras 4.72 e 4.73 mostram o motor montado no dinamômetro de bancada com os detalhes da configuração do ressonador inserido no plenum do coletor de admissão.



FIGURA 4.70 - Local de inserção do ressonador no conduto de admissão

METODOLOGIA



FIGURA 4.71 - Local de inserção do ressonador no plenum do coletor de admissão

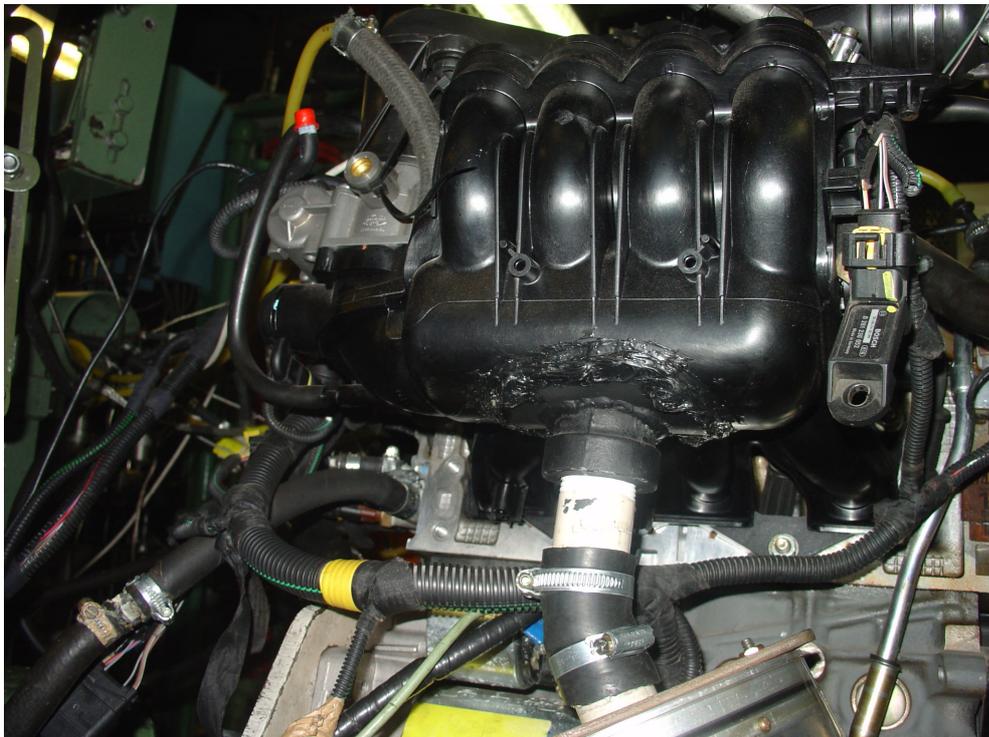


FIGURA 4.72 - Local de inserção do ressonador no plenum do coletor de admissão

METODOLOGIA

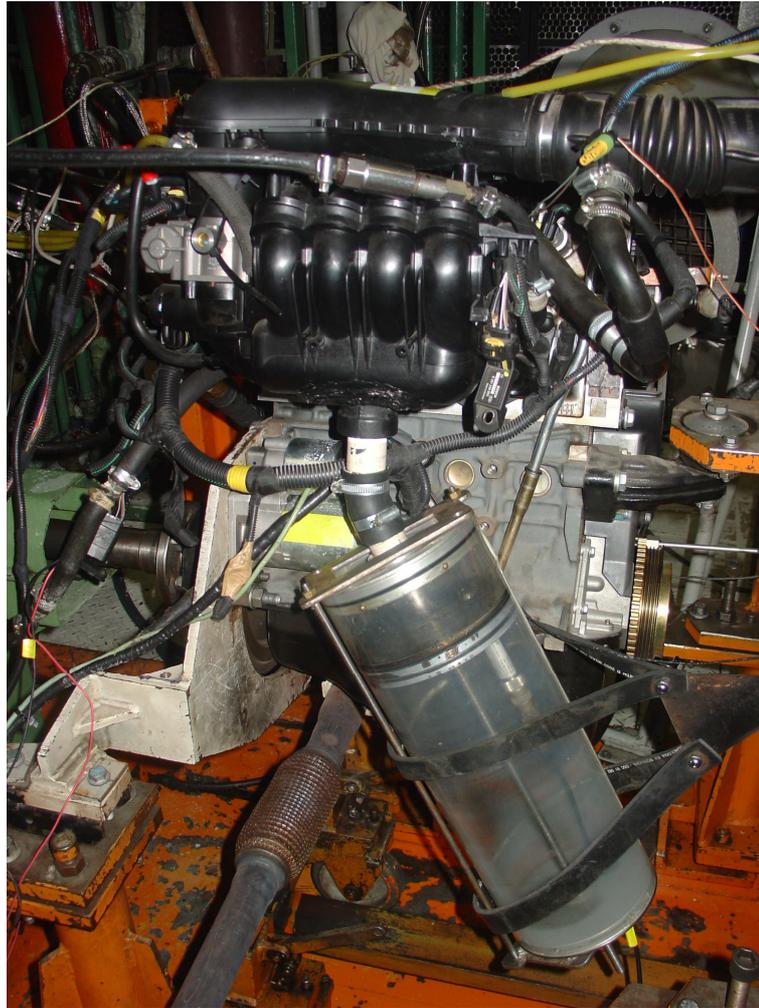


FIGURA 4.73 – Montagem do motor com a inserção do ressonador no plenum do coletor de admissão no dinamômetro

5. RESULTADOS E ANÁLISES

5.1 Introdução

Nos resultados são apresentados os parâmetros experimentais obtidos no Banco de Fluxo e no dinamômetro de bancada,.. Para os testes no Banco de Fluxo do Laboratório de Motores da Puc Minas e no dinamômetro de bancada Laboratório de motores da FPT Powertrain Technologies utilizado foi utilizado o motor Flex de 1368 cm³. A vazão mássica e o comportamento da pressão no coletor de admissão são obtidas em banco de fluxo utilizando um duto de admissão reto. Testes sem e com o ressonador em várias posições, considerando o movimento das válvulas e dos pistões são realizados em várias condições de rotação. Testes com o sistema de admissão real do motor são também realizados no Banco de Fluxo.

Em todas as análises realizadas em Banco de Fluxo e dinamômetro de bancada, foram levadas em consideração as incertezas máximas envolvidas para cada grandeza, conforme descrito no Apêndice I. Contudo, apenas alguns resultados são exibidos com barras de incerteza nos gráficos, para não encobrir os demais resultados experimentais. O Apêndice II descreve os resultados da validação do sistema de controle de posição do ressonador eletrônico de palheta. Os testes no dinamômetro do Laboratório de Motores da Puc Minas foram realizados com o motor Flex de 1242 cm³ são apresentados no Apêndice III, foram considerados pré-testes.

5.2 Testes realizados no Banco de Fluxo

5.2.1 Resultados do comportamento da vazão de ar

Esta análise também foi realizada por Hanriot (2001), Pereira (2004) e Rodríguez (2006) para definir e entender o fenômeno da geração de ondas de pressão provocado pelo movimento alternativo das válvulas de admissão. A Tabela 5.1 apresenta as características dos quatro experimentos. Em todos os experimentos, apenas o cabeçote foi montado no banco de fluxo junto com as válvulas de admissão do primeiro cilindro.

TABELA 5.1 – Características dos testes realizados no Banco de Fluxo

Características do motor *	Hanriot, 2001	Pereira, 2004	Rodrigues, 2006	Pereira, 2008**
Modelo do motor	FIASA 1.0	FIRE 1.0	FIRE 1.3 FLEX	FIRE 1.4 FLEX
Cilindrada (cm ³)	994	999	1242	1368
Número de válvulas	8	16	8	8
Cilindro avaliado	1	1	1	1
Comprimento do conduto reto (mm)	2000	2000	2000	2000
Diâmetro do conduto (mm)	31	31	25,4	25,4
Diâmetro da válvula de admissão (mm)	36,4	26,8	31,3	32,7
Levante da válvula de admissão (mm)	8,5	7,5	9	8
Permanência da válvula de admissão aberta (graus)***	218,5	205	223	228
* Testes realizados apenas com o cabeçote no Banco de Fluxo.				
** Teste realizado no presente trabalho.				
*** Ângulo do eixo virabrequim.				

A Figura 5.1 mostra a variação da vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas para o sistema de admissão utilizado no presente trabalho e o obtido nos demais trabalhos. Todas as curvas possuem a mesma característica de picos e vales que mais sobressaem, pois estas amplitudes dependem do comprimento equivalente do conduto de admissão utilizado, sendo todos os experimentos realizados com duto reto de 2000 mm sem ressonador. No entanto, o diâmetro do conduto de admissão não afeta a fase da onda de pressão, mas apenas a sua amplitude. As diferenças entre os valores de vazão mássica estão de acordo com a iteração das características de cada cabeçote, tais como, diâmetro, levante e permanência de abertura das válvulas de admissão. Pode ser observado em todos os experimentos um vale em 1200 rev/min e um pico em 1600 rev/min devido à frequência do conduto.

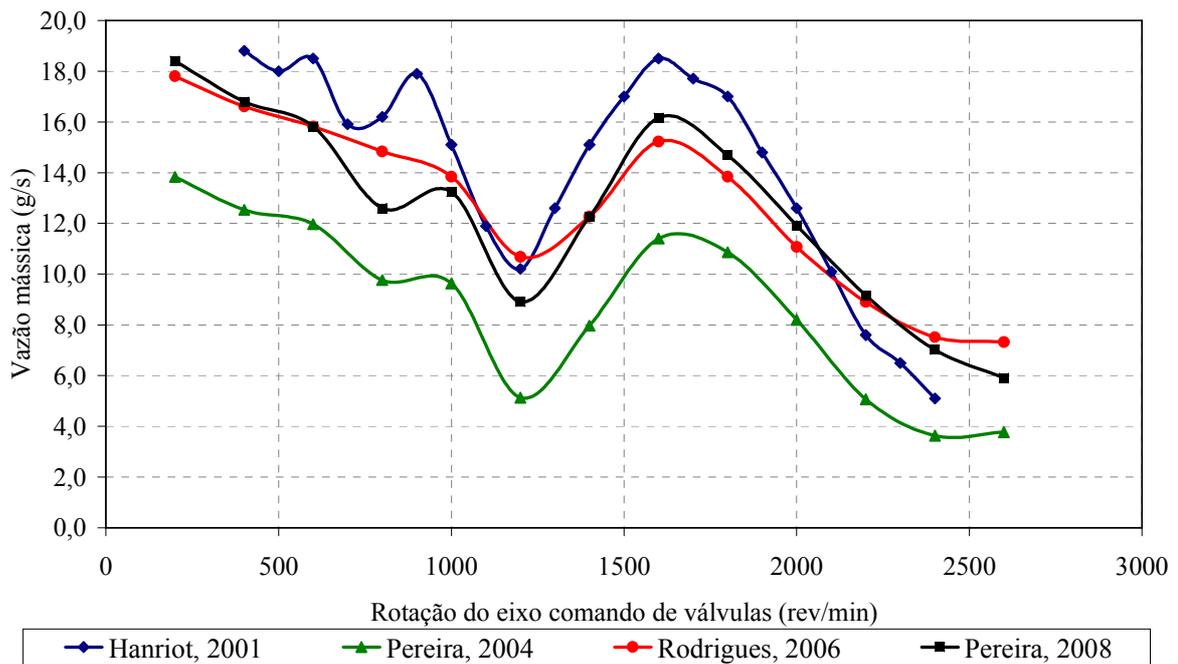


FIGURA 5.1 - Comportamento da vazão obtida em Banco de Fluxo em função da rotação do eixo comando de válvulas para os quatro experimentos realizados

Os resultados obtidos nos quatro experimentos mostram que a instrumentação utilizada é adequada e que é possível a continuidade dos estudos para situações mais críticas do escoamento. Porém, vale ressaltar que os testes em Banco de Fluxo não representam os valores de vazão e pressão de um motor de combustão interna no dinamômetro de bancada.

5.2.2 Resultado do comportamento da onda de pressão gerada no conduto de admissão pelo movimento da válvula de admissão (configuração cabeçote)

As Figuras 5.2 e 5.3 mostram a pressão na posição P1 na porta da válvula de admissão e a pressão no plenum em função do ângulo do eixo comando de válvulas para uma rotação de 1200 rev/min e 1600 rev/min, respectivamente, considerando apenas o movimento das válvulas e um conduto reto de 2000 mm.

Nota-se que a pressão no plenum é constante, sendo apenas a pressão em P1 variável. Nas Figuras 5.2 e 5.3 é mostrado também o ângulo de abertura fluidodinâmico. Nestes casos, a vazão é influenciada pelo gradiente de pressão entre a válvula e o plenum e pelos efeitos transientes gerados no conduto pela válvula de admissão (fonte excitante).

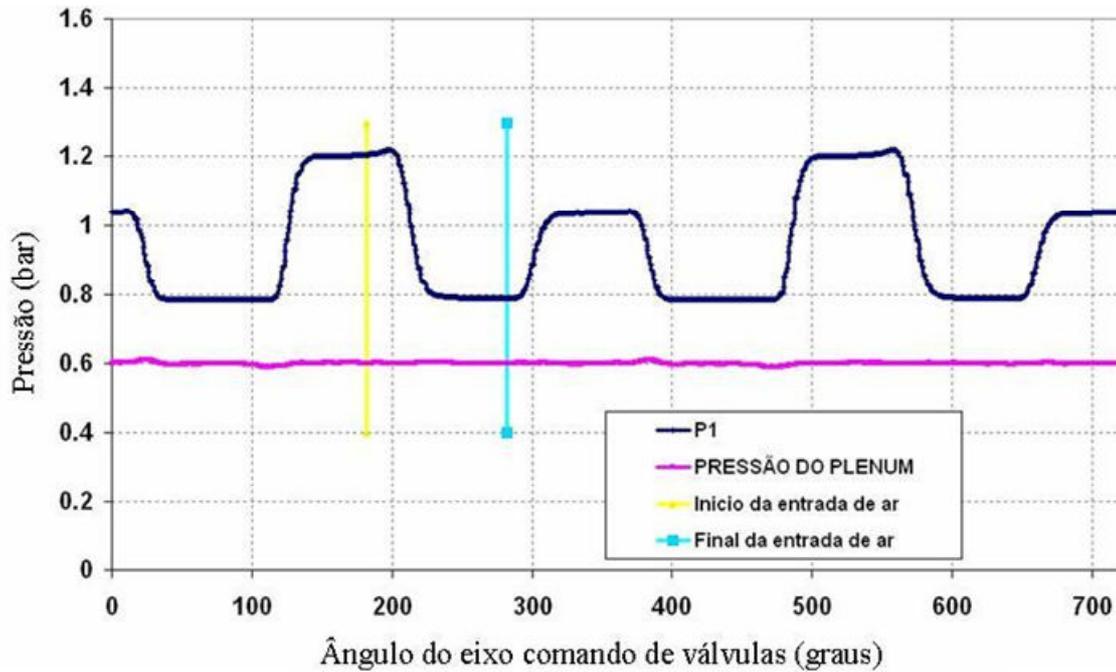


FIGURA 5.2 – Variação da pressão com o ângulo do eixo comando de válvulas para uma rotação de 1200 rev/min para a configuração cabeçote

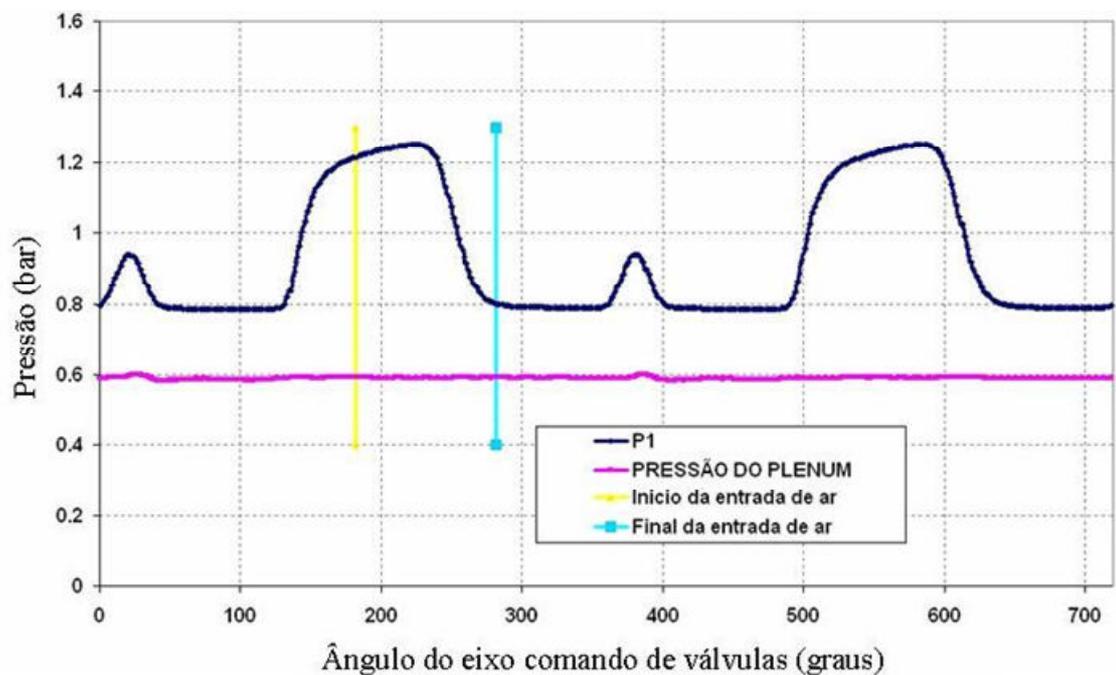


FIGURA 5.3 – Variação da pressão com o ângulo do eixo comando de válvulas para uma rotação de 1600 rev/min para a configuração cabeçote

Observando-se as Figuras 5.2 e 5.3 respectivamente, nota-se que a área entre as duas curvas de pressão, delimitada entre o ângulo de abertura fluidodinâmico, é diferenciada e proporcional às curvas de vazão (Figura 5.1). O ponto de baixa vazão em 1200 rev/min

representa uma menor área entre as curvas de pressão. Já para 1600 rev/min, corresponde a um ponto de maior vazão, há um aumento da área entre as curvas de pressão delimitadas entre o ângulo de abertura fluidodinâmico (Figura 5.3).

A comparação entre os resultados experimentais das curvas de vazão mássica em função da rotação e da flutuação de pressão em função do ângulo do eixo comando mostra a localização dos pontos de picos e vales de amplitudes de vazão nos condutos de admissão.

5.2.3 Resultados do comportamento da vazão mássica e da onda de pressão considerando a influência do movimento da válvula e do pistão com motor monocilindro

Para determinar a influência do movimento das válvulas e dos pistões na vazão mássica, realizaram-se testes com as válvulas e os pistões em movimento (Rodríguez, 2006). A Figura 5.4 mostra a variação da vazão mássica com a rotação do eixo comando de válvulas para o motor montado no Banco de Fluxo, com apenas um cilindro e conduto reto de 2000 mm. Com a instabilidade do motor a ser testado, causada pelo excesso de vibração, só foi possível realizar os experimentos até 1.800 rev/min do eixo comando de válvulas. A Figura 5.4 também mostra, em forma de barras, a incerteza máxima da vazão, conforme descrito no Apêndice I.

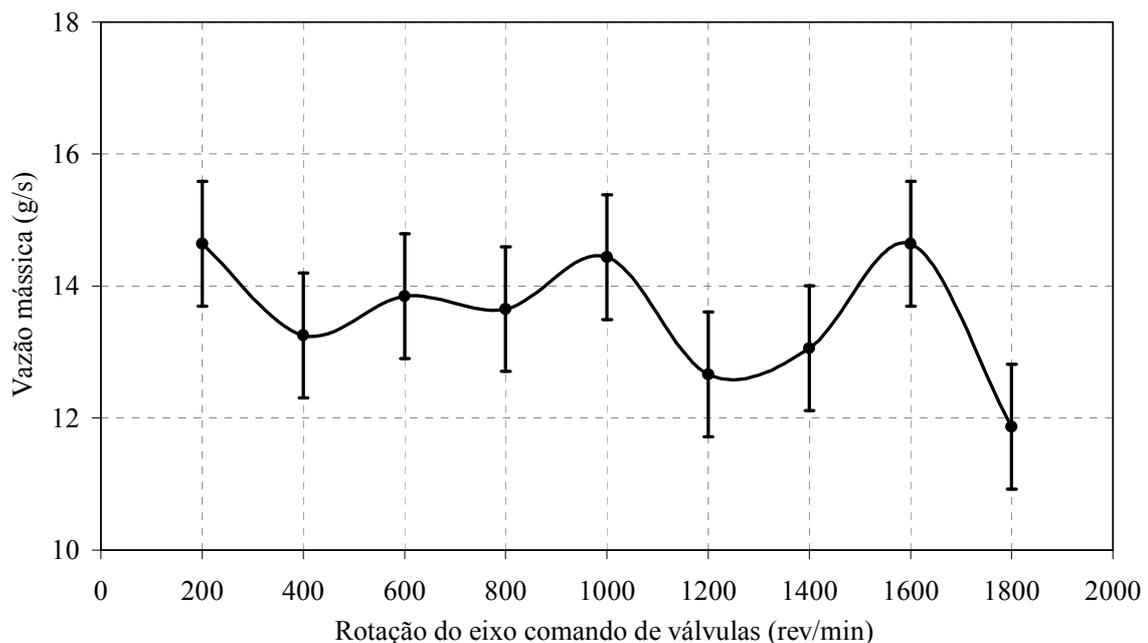


FIGURA 5.4 – Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas para o motor completo com duto reto montado no Banco de Fluxo

As Figuras 5.5 e 5.6 mostram a pressão na posição P1 na porta da válvula de admissão e a pressão posição P2 no interior da câmara de combustão, medida por um transdutor de pressão instalado no lugar da vela de ignição, para uma rotação de 1200 e 1600 rev/min, respectivamente, considerando o movimento alternativo da válvula de admissão e do pistão com um conduto reto de 2000 mm.

As rotações de 1200 e 1600 rev/min foram selecionadas por apresentarem valores de picos e vales no comportamento da vazão apresentada na Figura 5.4, respectivamente. A área entre as duas curvas de pressão, delimitada entre o ângulo de abertura fluidodinâmico, é diferenciada e proporcional às curvas de vazão.

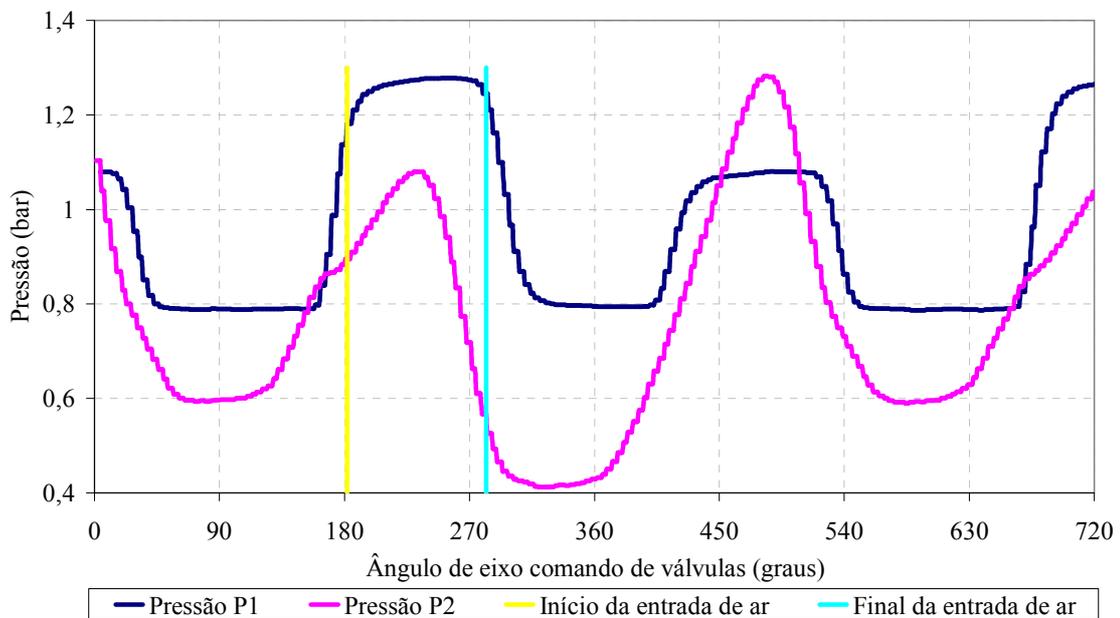


FIGURA 5.5 - Comportamento da pressão em função do ângulo do eixo comando de válvulas para uma rotação de 1200 rev/min para a configuração motor

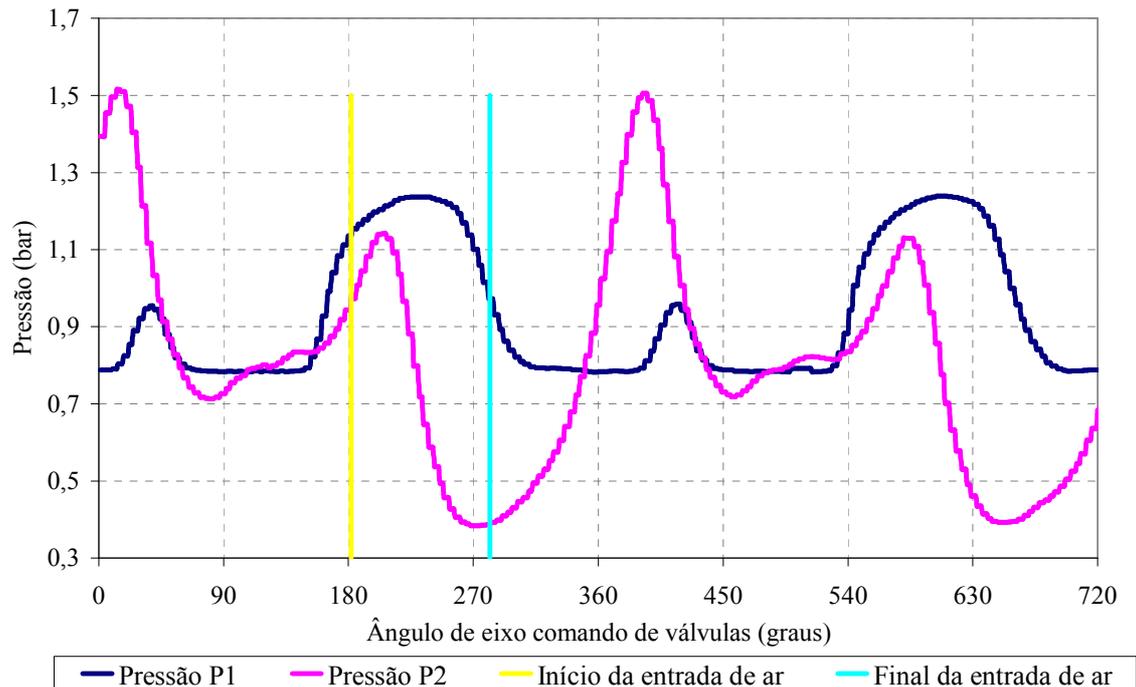


FIGURA 5.6 - Comportamento da pressão em função do ângulo do eixo comando de válvulas para uma rotação de 1600 rev/min para a configuração motor

5.2.4 Resultados do comportamento da vazão mássica e da onda de pressão considerando a influência do movimento da válvula e do pistão com a presença do ressonador de volume variável

Os parâmetros utilizados para a definição do ponto de inserção do ressonador foram experimentais, a partir dos resultados das curvas de vazão mássica das várias posições adotadas pelo ressonador. A vazão foi analisada para quatro posições do ressonador de pistão com um volume fixo de 6,18 litros (curso do pistão em 350 mm e comprimento do pescoço em 560 mm). A Figura 5.7 mostra o comportamento da vazão sem e com o ressonador para as quatro posições do conduto de admissão, em função da rotação do eixo comando de válvulas com o motor completo com o duto reto.

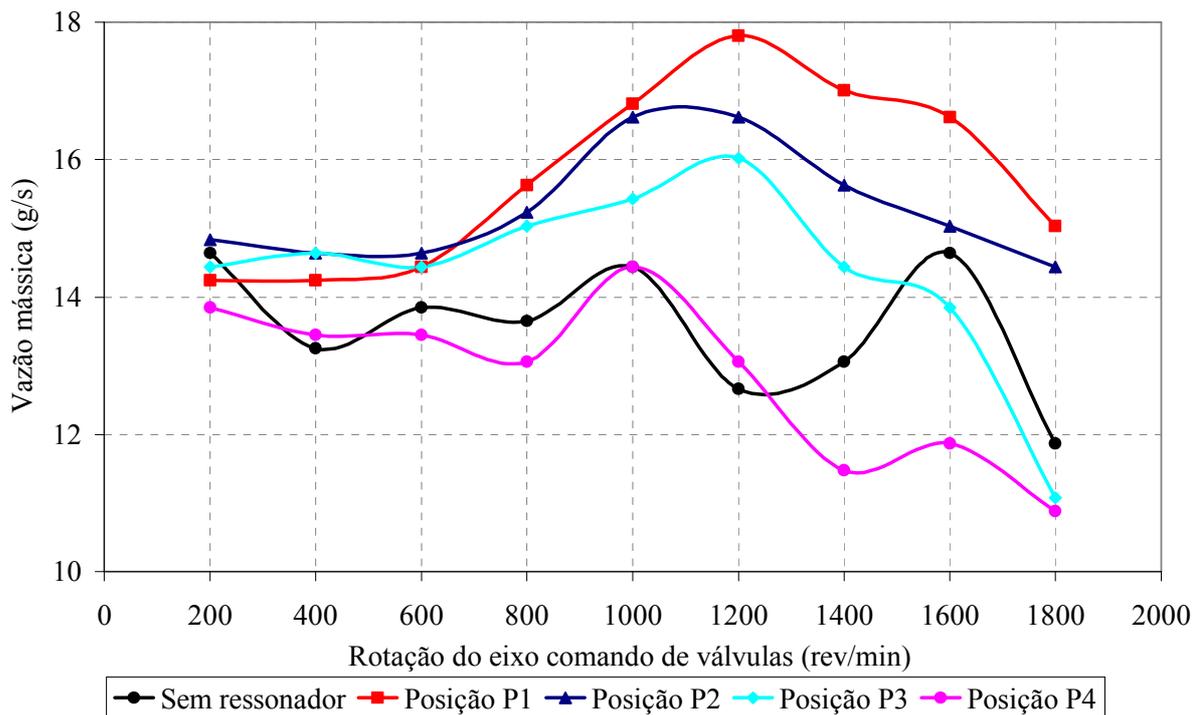


FIGURA 5.7 - Comportamento da vazão sem e com o ressonador para as quatro posições do conduto de admissão em função da rotação do eixo comando de válvulas

Quatro posições foram avaliadas a partir da porta da válvula de admissão, sendo estas posições de 278 mm (P1), 878 mm (P2), 1.258 mm (P3) e 1.638 mm (P4). A maior vazão ocorreu na posição de inserção do ressonador mais próxima da válvula de admissão, semelhante aos dados obtidos por Nishio (1991), Kostun (1994), Hanriot (2001) e Rodríguez (2006).

Nota-se que a frequência teórica na qual acontece a maior eficiência do ressonador é de 1200 rev/min, sendo esta a frequência de resposta do ressonador. Observa-se também um ganho de vazão para as outras duas posições do ressonador mais perto da válvula e uma redução da vazão para a posição mais afastada da válvula. É importante salientar que nesse experimento, além de considerar um conduto reto de admissão, também foi considerada uma condição de variação de pressão constante entre a atmosfera e o tanque de equalização de pressão.

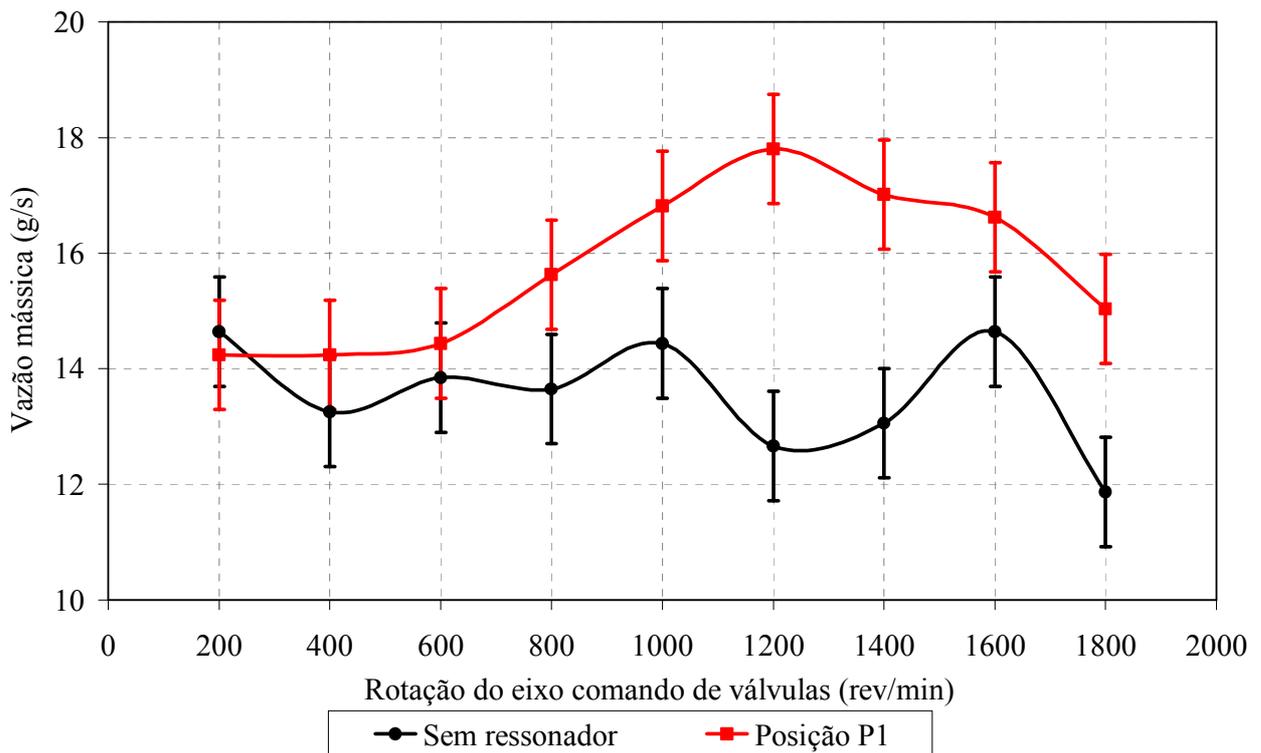


FIGURA 5.8 - Comportamento da vazão sem e com o ressonador para a posição de máxima vazão em função da rotação do eixo comando de válvulas

A Figura 5.8 mostra o comportamento da vazão sem e com o ressonador na posição P1, em função da rotação do eixo comando de válvulas, com as barras de máximas incertezas, mostrando um ganho real de vazão com a inserção do ressonador na posição P1. O maior valor de vazão é de 17,8 g/s com o ressonador na posição P1, 40,6% maior que os 12,6 g/s apresentados no experimento sem ressonador, representando um aumento real da vazão. Isto acontece devido a frequência de resposta do ressonador atingir 19,9 Hz, que corresponde a 1194 rev/min do eixo comando de válvulas, gerando uma ressonância no sistema de admissão, que pode ser atribuída a um aumento da pressão no interior do ressonador.

O comportamento das pressões dentro do ressonador, para as rotações de 400, 600 e 1200 rev/min, é apresentado na Figura 5.9, onde a intensidade das flutuações de pressão significa maior atuação do ressonador (maior eficiência). Observa-se, portanto, que para a rotação de 1200 rpm, rotação para a qual o ressonador foi sintonizado, as maiores amplitudes de pressão são obtidas. Para as rotações de 400 e 600 rpm, amplitudes de pressão menores são observadas.

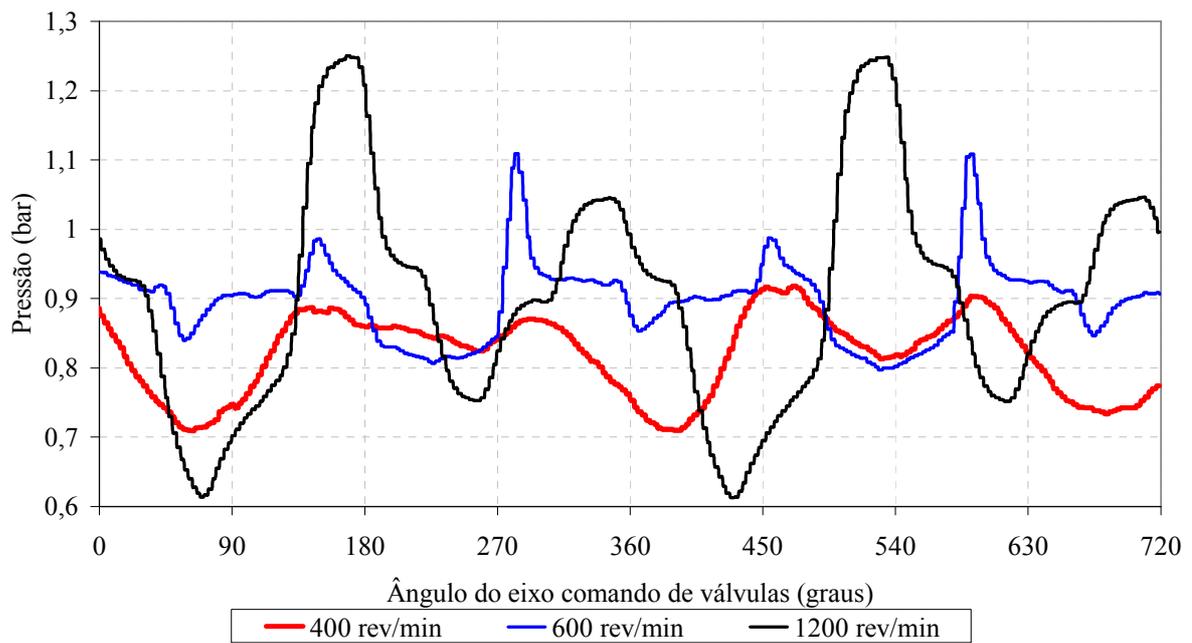


FIGURA 5.9 - Pressão no interior do ressonador para as rotações de 400, 600 e 1200 rev/min do eixo comando de válvulas

O aumento do rendimento volumétrico com a presença do ressonador foi identificado por meio do aumento de pressão no cilindro durante a permanência da válvula de admissão aberta. O estudo da pressão dentro do cilindro é apresentado na Figura 5.10, onde é mostrado que no período em que a válvula de admissão permanece aberta, as pressões obtidas nas diferentes posições do ressonador são maiores que as obtidas para a configuração sem ressonador, indicando maior entrada de massa de ar para o interior do cilindro e, conseqüentemente, maior rendimento volumétrico. A Figura 5.10 também mostra que a pressão dentro do cilindro tende a crescer mais rapidamente com a presença do ressonador. Isto pode ser observado pela inclinação das curvas de pressão entre 180° e 270° do ângulo do eixo comando de válvulas.

Analisando a Figura 5.10 constata-se que a presença do ressonador, para a rotação em que ele está atuando, gera o mesmo efeito de um sobre alimentador natural, aumentando a pressão no interior do cilindro e, conseqüentemente, aumentando a massa de ar admitida no interior do cilindro.

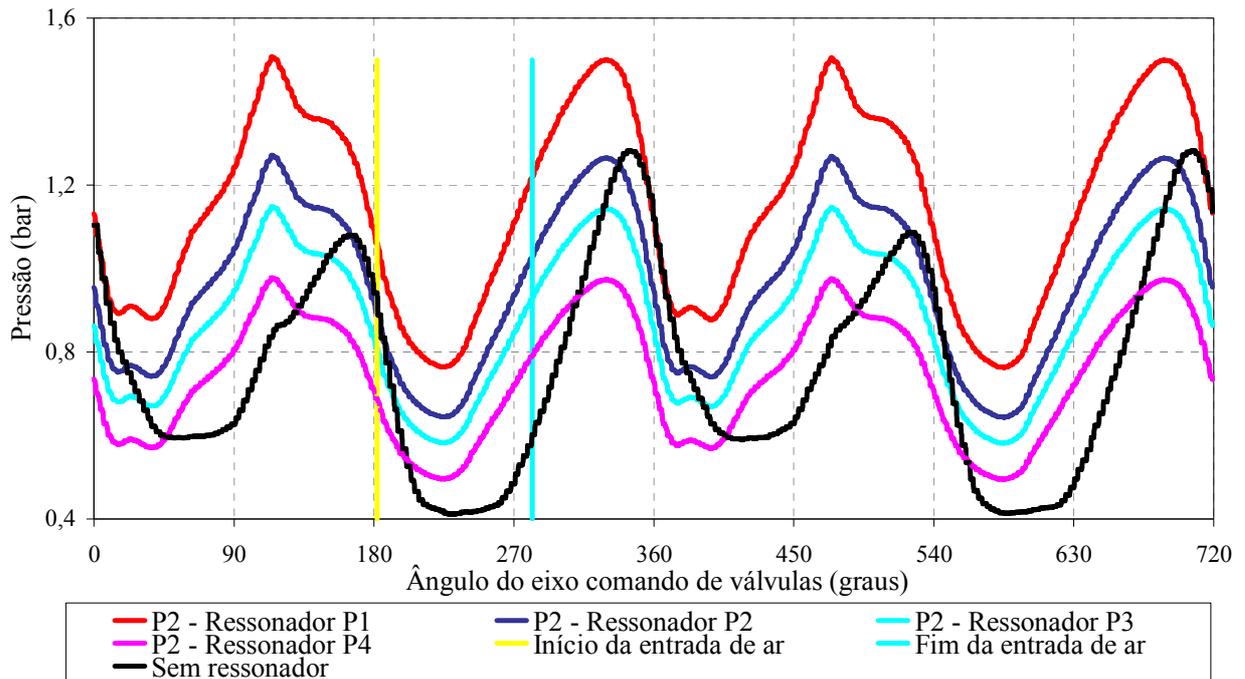


FIGURA 5.10 – Pressão no interior do cilindro para as quatro posições do ressonador e para a configuração motor com duto reto e sem ressonador para a rotação de 1200 rev/min

Para se determinar as frequências que foram influenciadas a partir da inserção do ressonador no sistema de admissão foi calculada a frequência de todos os componentes e, por meio do espectro de frequência, foram avaliadas as frequências ressonantes. A Figura 5.11 mostra a análise espectral das curvas de pressão apresentada na Figura 5.10.

Analisando a Figura 5.11 constata-se que a inserção do ressonador alterou a amplitude do espectro, mas as frequências permaneceram as mesmas. Tanto a frequência fundamental como os harmônicos tiveram suas amplitudes aumentadas quando comparadas com o espectro sem o ressonador. Em 40 Hz, ocorreu a sintonia ou interação entre a frequência de ressonância do tubo com 2000 mm de comprimento e a frequência do ressonador com volume de 6,18 litros. 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.

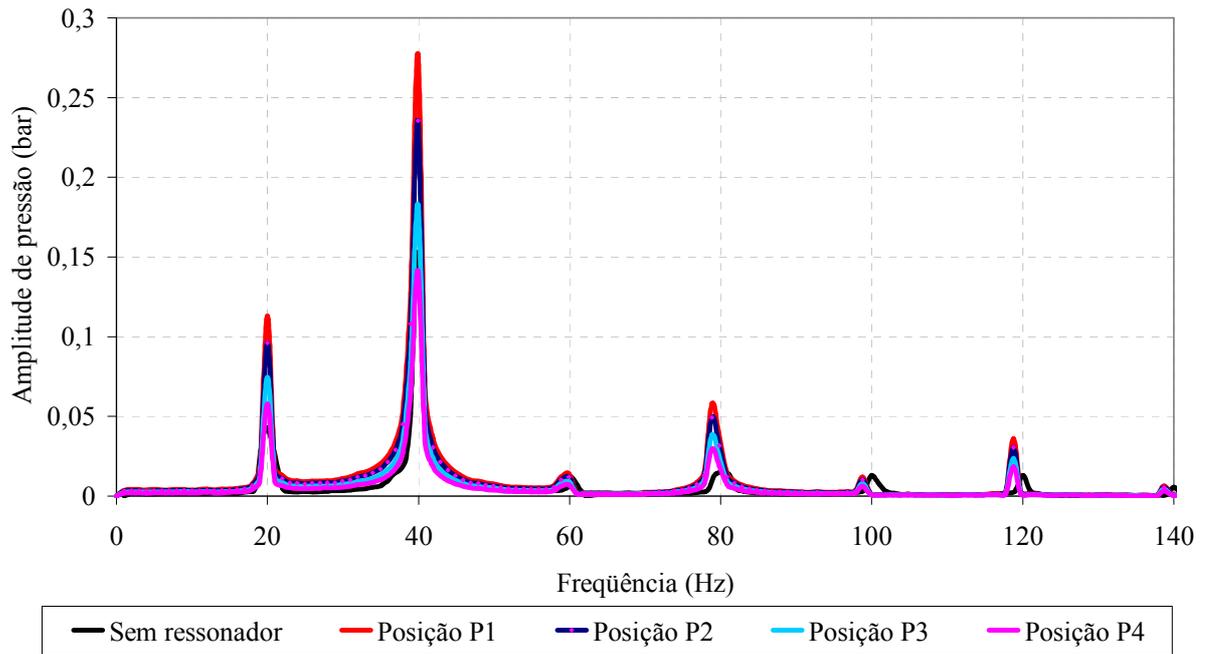


FIGURA 5.11 - Análise Espectral da Pressão no interior do Cilindro com e sem o ressonador, motor com conduto reto nas quatro posições

5.2.5 Resultados do comportamento da vazão mássica considerando a influência do movimento das quatro válvulas de admissão e do ressonador em um sistema de admissão completo

Os experimentos com o sistema de admissão completo original do motor, filtro de ar, condutos, borboleta e coletor de admissão foram realizados com as quatro válvulas de admissão e funcionando somente o cabeçote no Banco de Fluxo. A Figura 5.12 mostra a vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas para a configuração cabeçote e sistema de admissão completo, bem como as barras gráficas da incerteza máxima da vazão, conforme descrito no Apêndice I.

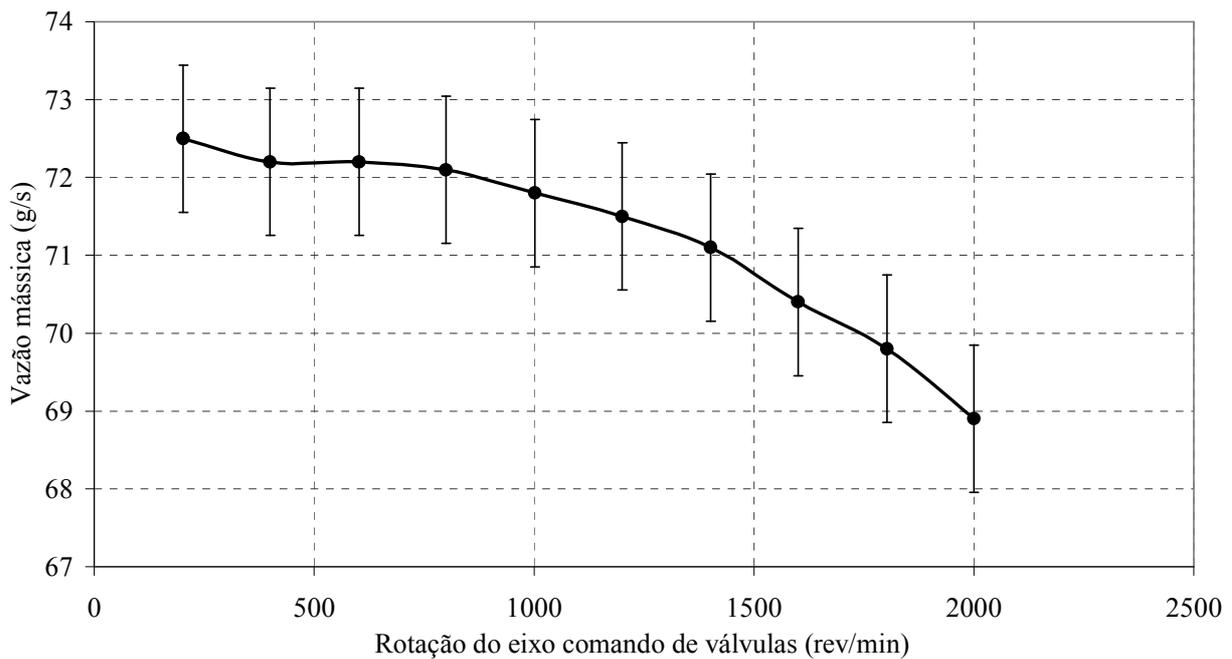


FIGURA 5.12 – Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas para a configuração cabeçote com sistema de admissão completo montado no Banco de Fluxo

A Figura 5.13 mostra a vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas para os cinco volumes do ressonador testados, sendo que com o volume de 3,53 litros se obtêm as maiores vazões. Porém, quando se comparam os dados do experimento sem e com o ressonador para um volume de 3,53 litros, os valores encontrados para os dois experimentos são da mesma ordem de grandeza, como mostrado na Figura 5.14. Desta forma, as diferenças encontradas são menores que as incertezas máximas obtidas nos dois experimentos.

Portanto, as diferenças de vazões apresentadas nos experimentos com o sistema de admissão completo e com as quatro válvulas de admissão funcionando estão dentro da faixa de incerteza do experimento, caracterizando que não há diferenças entre os resultados dos dois experimentos.

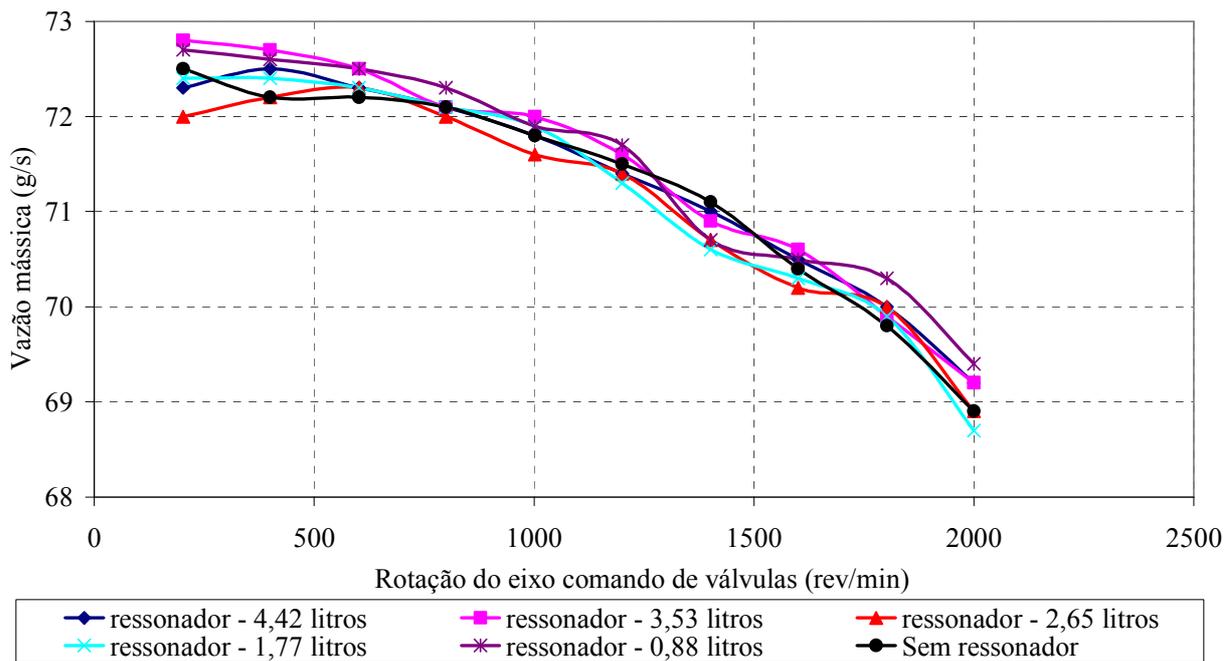


FIGURA 5.13 – Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas para os cinco volumes do ressonador testados para o sistema de admissão completo

Foram realizados testes para verificar a influência das alterações da geometria do volume do ressonador, comparando o ressonador de pistão, o ressonador de palheta e um ressonador em forma de cubo. O ressonador de pistão foi fixado no curso de 150 mm, obtendo um volume de 2,65 litros. O ressonador de palheta foi fixado com um ângulo entre as palhetas de 168 graus e o ressonador em forma de cubo confeccionado com 138 mm de lado.

A Figura 5.15 mostra a vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas para as três geometrias do ressonador avaliadas. O experimento mostra que a geometria do volume do ressonador não influencia na sua resposta, pois são da mesma ordem de grandeza. O maior ganho foi de 0,5 g/s para a rotação de 400 rev/min, enquanto a incerteza máxima apresentada é de 0,946 g/s. Por tanto as diferenças são menores que as incertezas máximas obtidas no experimento.

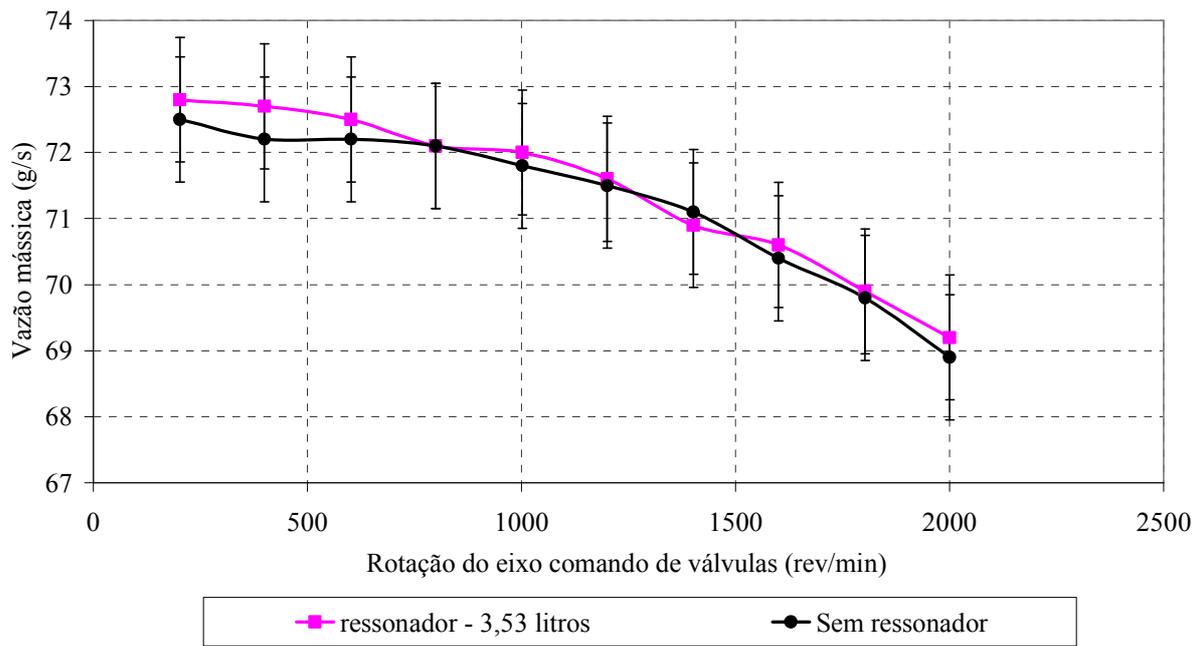


FIGURA 5.14 – Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas para a máxima vazão obtidas para o sistema de admissão completo sem ressonador e ressonador com volume de 3,53 litros

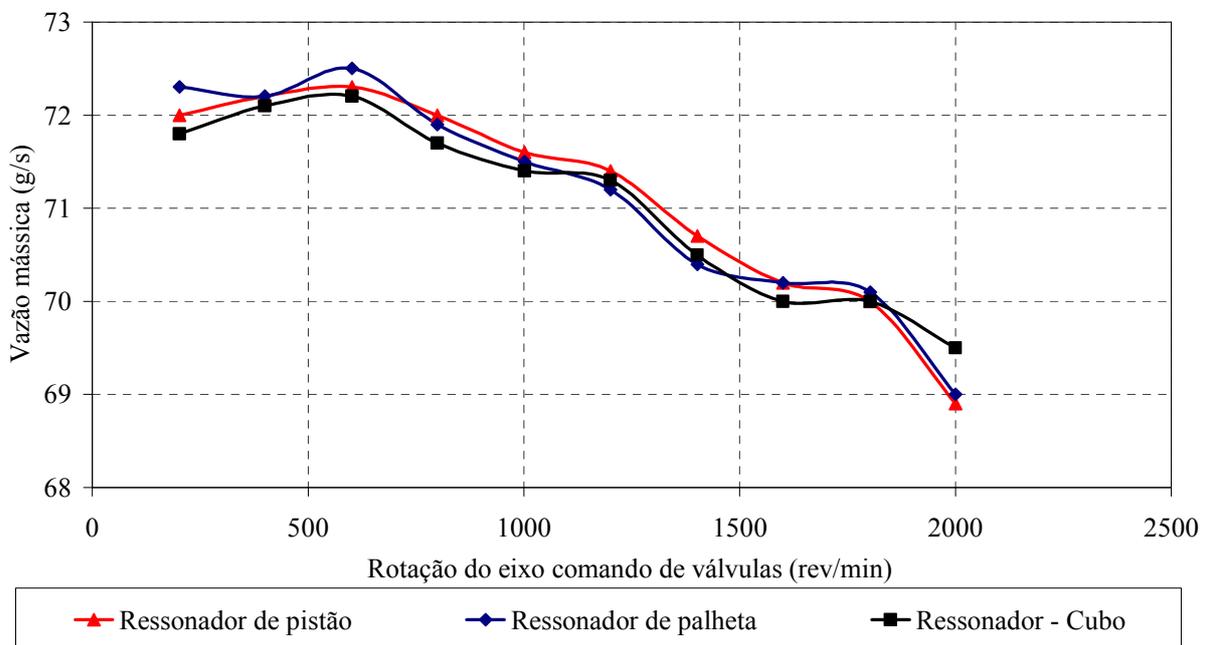


FIGURA 5.15 – Vazão mássica em função da rotação do eixo comando de válvulas para as diversas geometrias do volume do ressonador para o sistema de admissão completo

5.3 Testes realizados no dinamômetro de bancada

5.3.1 Introdução

Os resultados no dinamômetro foram obtidos para o motor funcionando com gasolina comum. Os melhores resultados obtidos no dinamômetro com a sintonia dos volumes do ressonador e o melhor posicionamento do mesmo são comparados com os obtidos com o sistema de admissão sem ressonador, visando quantificar os ganhos com a presença do ressonador. Estes resultados são apresentados por meio de curvas características do motor (torque, potência, consumo específico, pressão média efetiva e pressão ao longo do conduto de admissão). Para possibilitar a comparação dos resultados dos testes, são apresentadas também as curvas de fator Lambda, avanço de ignição, temperatura do ar admitido e temperatura dos gases de descarga no catalisador. Neste trabalho todos os resultados no dinamômetro foram realizados em plena carga devido a cargas parciais atenuarem os fenômenos pulsantes no conduto de admissão.

Visando obter os ganhos com a inserção do ressonador, um dos Laboratórios da FPT Powertrain Technologies foi utilizado para a realização dos testes com a redução do pescoço do ressonador.

5.3.2 Testes realizados no dinamômetro da FPT Powertrain Technologies

Os testes no dinamômetro da FPT Powertrain Technologies foram realizados com o ressonador colocado em duas posições, sendo uma das posições no conduto de admissão, entre a borboleta e o filtro de ar e a outra no coletor, entre as válvulas de admissão e a borboleta, como mostrado na Figuras 4.65 e 4.66 na Metodologia. Todos os testes foram realizados em condição de plena carga, com pressão no coletor de 900 mbar. Os resultados do desempenho do motor, analisados através do torque, potência e consumo específico, para a condição referência, sem ressonador, em função do volume e da posição do ressonador foram obtidas para o motor FIRE 1368 cm³. Esta configuração de referência é definida como VVT 0.

A Figura 5.16 mostra os dados de torque de referência, sem ressonador, para o motor FIRE 1368 cm³ obtidos no laboratório da FPT Powertrain Technologies, mostrando incertezas máximas, conforme descrito no Apêndice I. O torque máximo ocorre na rotação de 4250 rev/min.

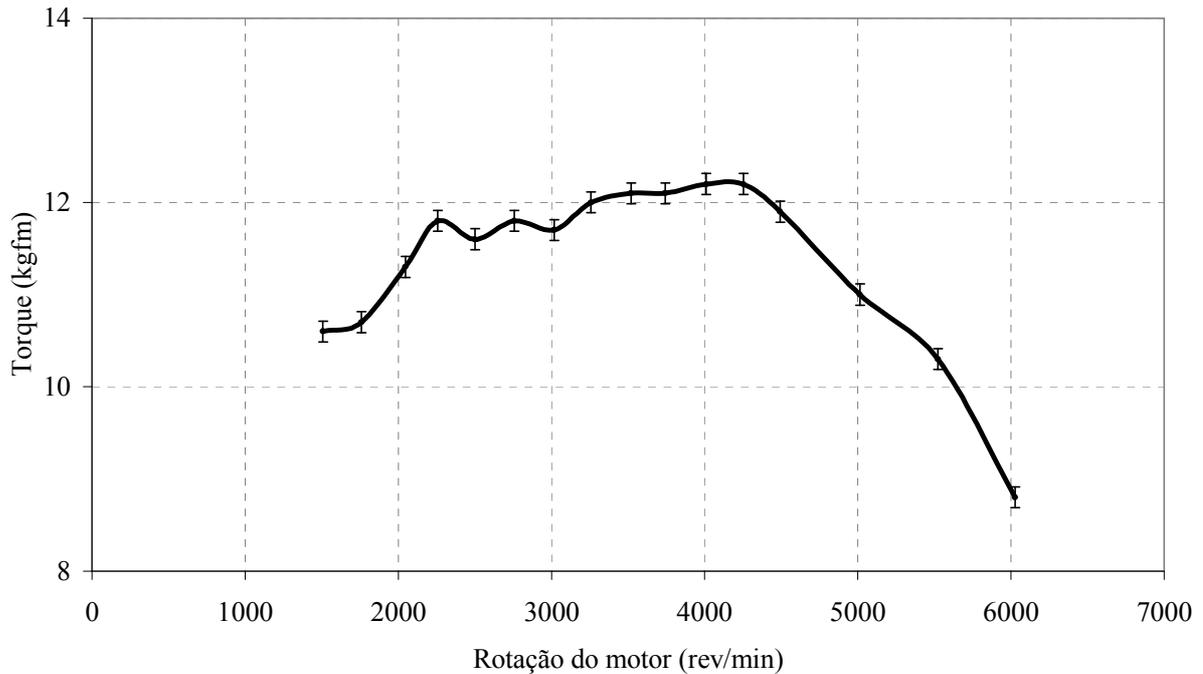


FIGURA 5.16 – Torque de referência em função da rotação do motor para toda a faixa de operação (VVT 0)

A Figura 5.17 mostra o torque obtido para o motor FIRE 1242 cm³, medido no Laboratório da PUC Minas com uma incerteza máxima $\pm 0,207$ kgfm e para o motor 1368 cm³, no laboratório da FPT com uma incerteza máxima de torque de $\pm 0,1132$ kgfm. Observa-se que as incertezas máximas obtidas nos testes realizados na FPT são menores que as incertezas obtidas no laboratório da PUC Minas (Apêndice I).

O aumento da cilindrada leva a um ganho de 3,6% de torque, na rotação de 2500 rev/min, para o motor 1368 cm³. Na rotação de 4250 rev/min, o ganho em torque do 1368 cm³ em relação ao motor 1242 cm³ foi de 19,6%.

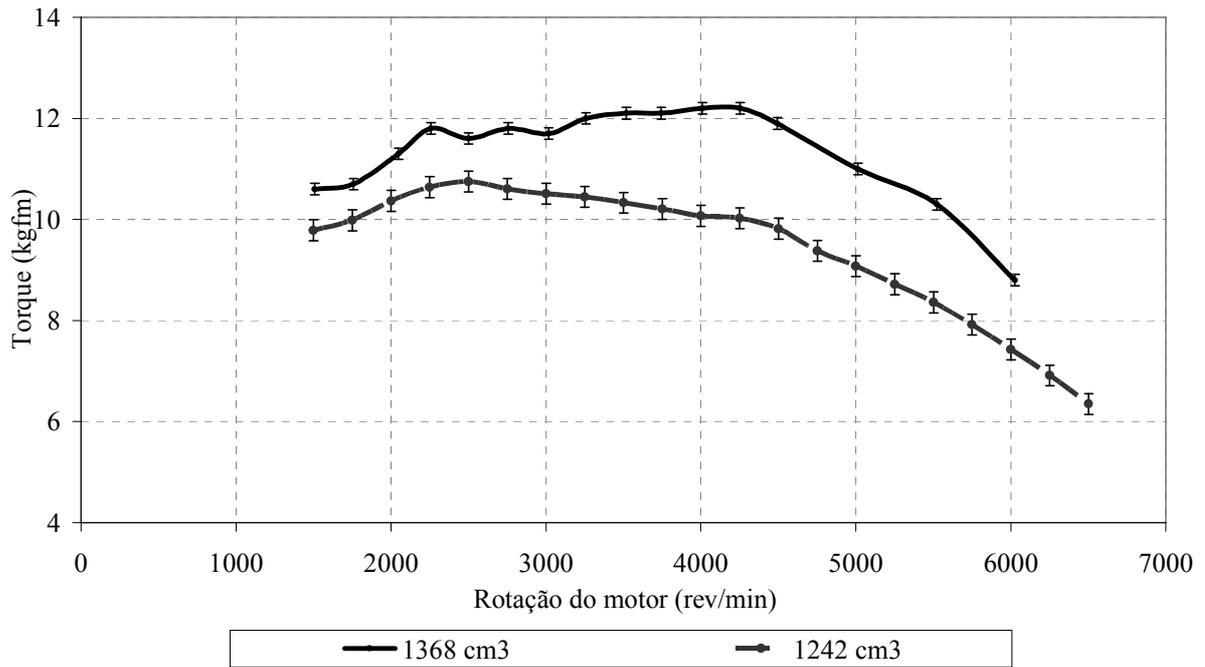


FIGURA 5.17 – Torque em função da rotação do para a configuração original para os motores FIRE 1242 cm³ e 1368 cm³

As Figuras 5.18 a 5.41 mostram os parâmetros do motor em função da rotação em plena carga, para a configuração conduto (ressonador colocado entre o filtro de ar e a borboleta) e para configuração coletor (ressonador colocado entre a borboleta e as válvulas de admissão). As figuras mostram respostas diferentes, de acordo com a variação do volume do ressonador de pistão (Tabela 5.2).

TABELA 5.2 – Variação do volume do ressonador de pistão

Posição do pistão (mm)	Volume (litros)
50	0,88
100	1,77
150	2,65
200	3,53
250	4,42

As Figuras 5.18 e 5.19 mostram o torque obtido para as várias posições do pistão, que correspondem aos diferentes volumes do ressonador. As Figuras mostram o torque obtido para o motor, onde a frequência do sistema de admissão é alterada de acordo com os volumes e posições, que maximizam ou não a eficiência volumétrica do motor. Observa-se uma alternativa de ganhos em toda a faixa de operação do motor para a configuração do ressonador no coletor de admissão, independente do volume do ressonador.

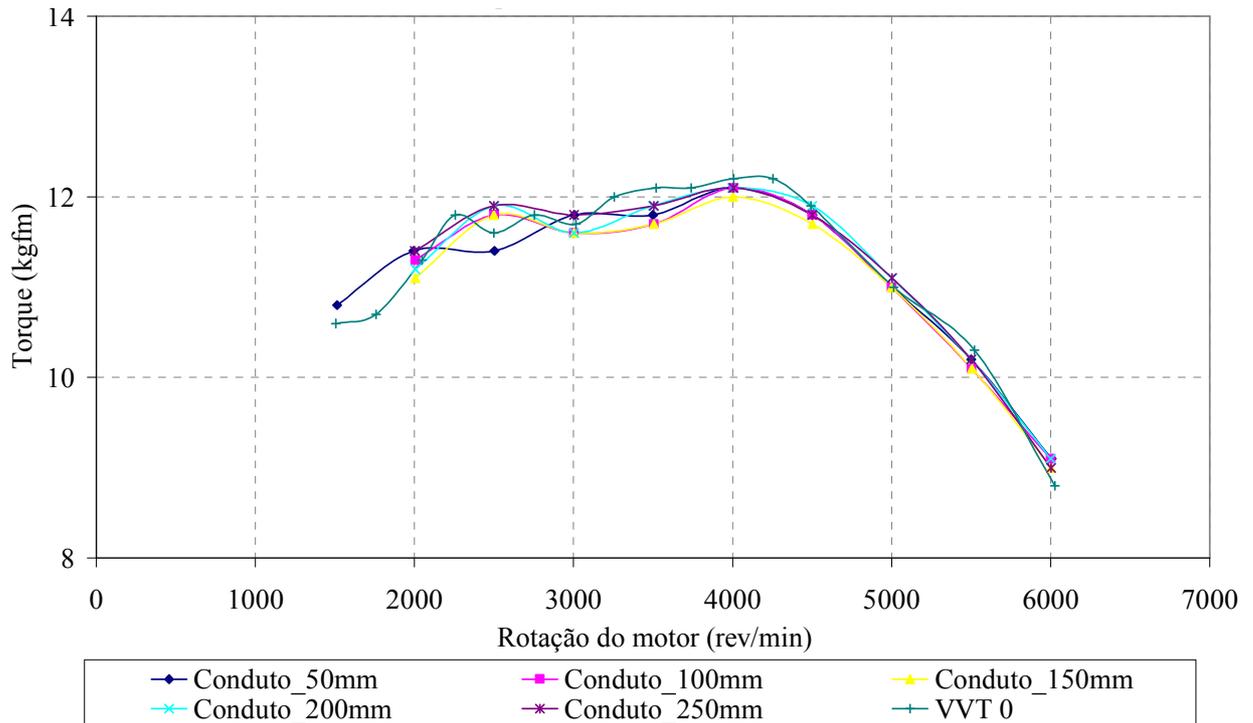


FIGURA 5.18 – Torque em função da rotação do motor para o ressonador no conduto de admissão

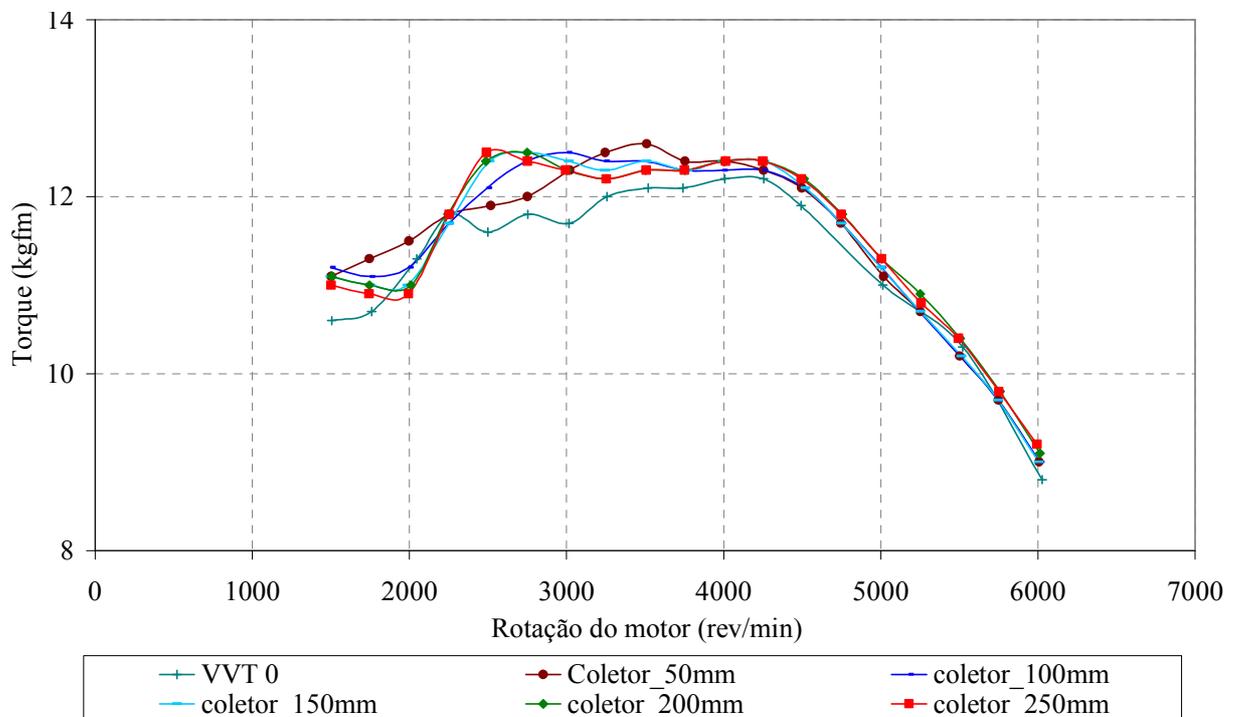


FIGURA 5.19 – Torque em função da rotação do motor para o ressonador no coletor de admissão

Na Figura 5.19, o ganho em torque para a rotação de 1500 rev/min foi 5,6%, passando de 10,6 kgfm para 11,2 kgfm, com o volume do ressonador de 1,77 litros. Contudo, a rotação em que ocorreu o maior ganho de torque, de 7,8%, foi em 2500 rev/min com o ressonador no coletor e volume de 4,41 litros, representando 0,9 kgfm de torque em uma faixa de rotação muito importante para o tráfego urbano. Para rotações acima de 4500 rev/min todos os volumes apresentaram aproximadamente o mesmo comportamento.

As variações de torque são devidas à sintonia da frequência do sistema de admissão com a frequência da fonte excitante do motor, representada pelas válvulas de admissão e pistões. As frequências do sistema de admissão são alteradas pela variação do volume, encontrando assim a sintonia para os picos de torque, representando pontos de maximização de eficiência volumétrica do sistema de admissão.

A Figura 5.20 mostra os dados de potência de referência, sem ressonador para o motor FIRE 1368 cm³ obtidos no laboratório da FPT Powertrain Technologies. A incerteza máxima de torque é de $\pm 0,9354$ cv, conforme descrito no Apêndice I.

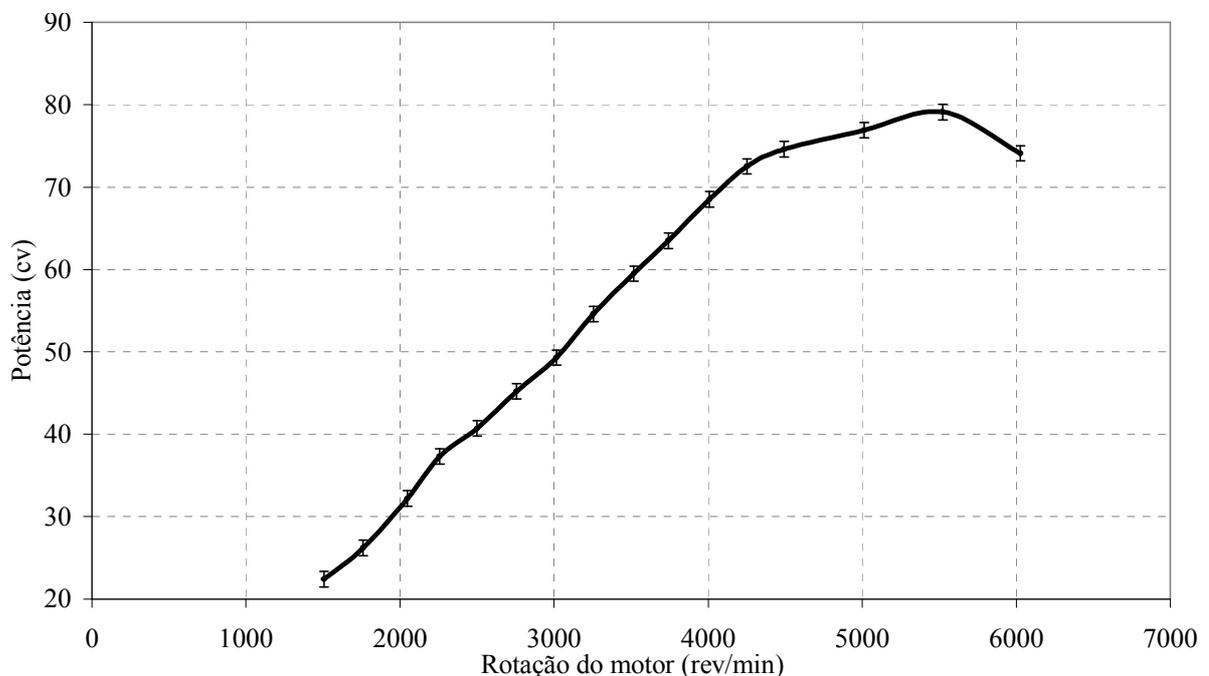


FIGURA 5.20 – Potência de referência em função da rotação do motor para toda a faixa de operação

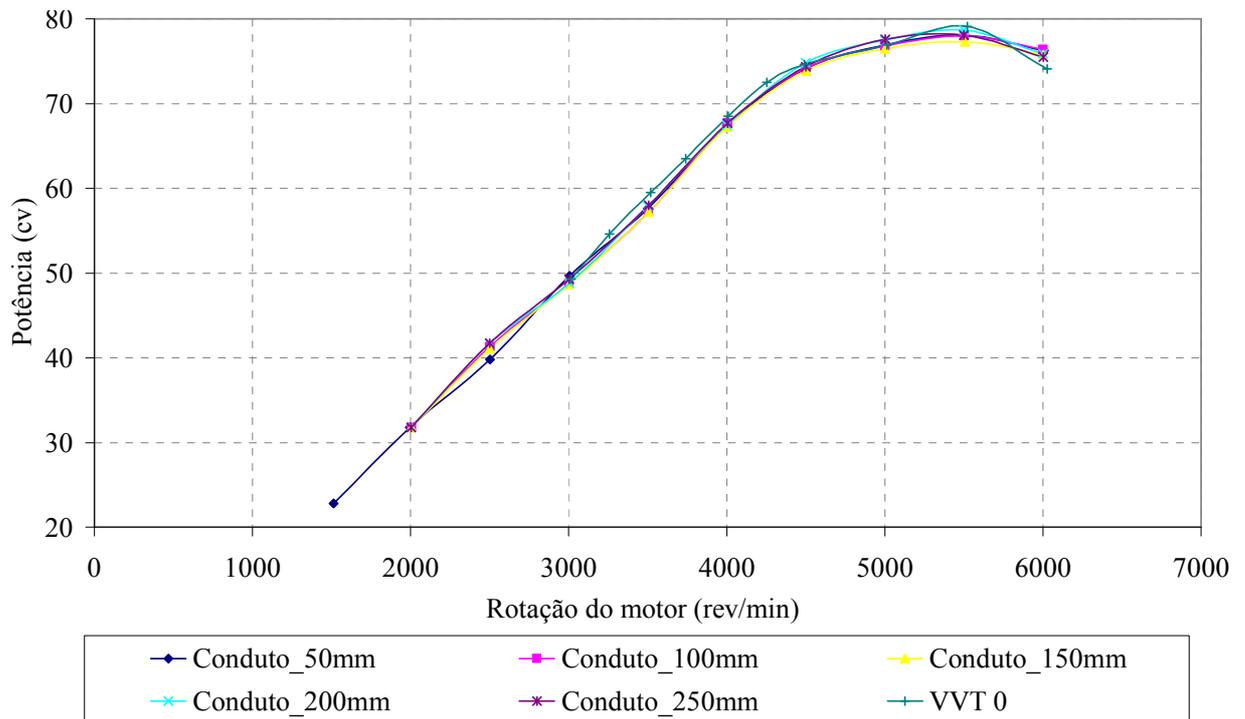


FIGURA 5.21 – Potência em função da rotação do motor para o ressonador no conduto de admissão

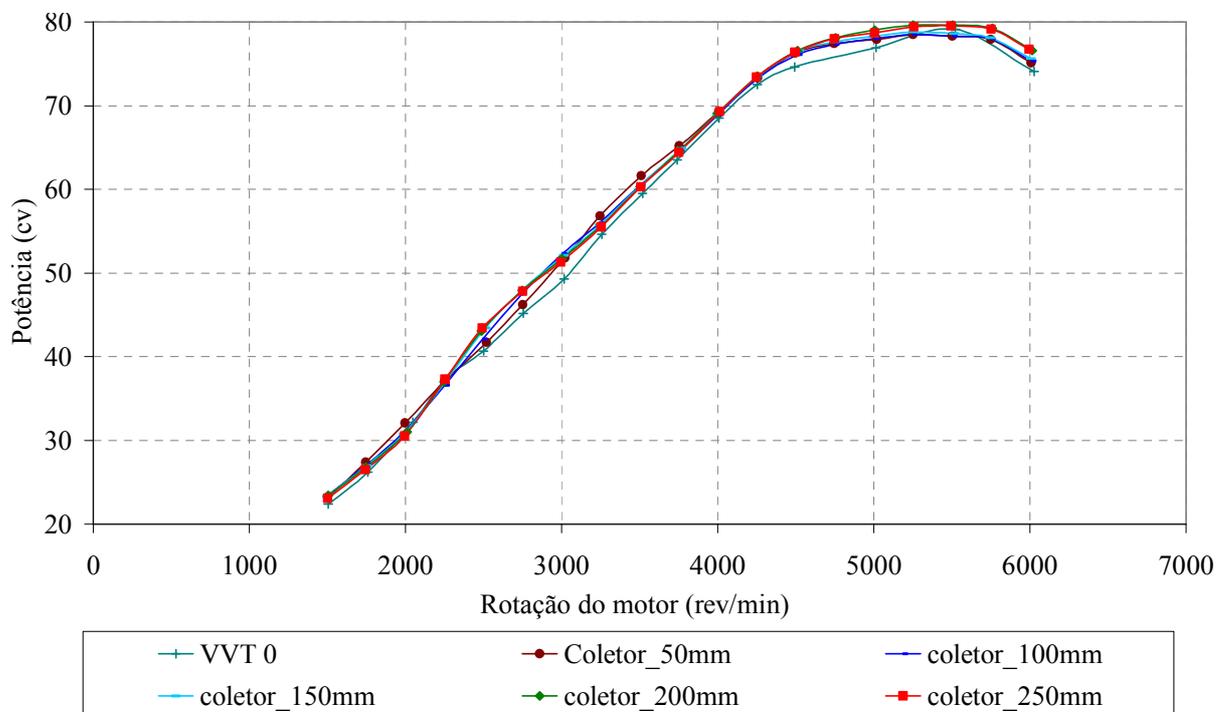


FIGURA 5.22 – Potência em função da rotação do motor para o ressonador no coletor de admissão

As Figuras 5.21 e 5.22 mostram as curvas de potência em função da rotação do motor para as duas configurações avaliadas, nas diferentes frequências do ressonador. A incerteza é semelhante a apresentada na Figura 5.20. As figuras mostram pequenos ganhos em toda a faixa de operação do motor para a configuração do ressonador no coletor de admissão, independente do volume do ressonador. Na Figura 5.22, ressonador no coletor de admissão, o ganho para a rotação de 1500 rev/min foi 4,5%, passando de 22,4 cv para 23,4 cv, com o volume do ressonador de 1,77 litros, conduto 100 mm.

Contudo, a rotação em que ocorreu o maior ganho de potência, de 6,6%, foi em 2500 rev/min com o ressonador no coletor e volume de 4,41 litros, conduto 250 mm, com 2,7 cv de potência. Para a condição de máxima potência, a 5500 rev/min, o valor de potência apresenta um ganho 0,5 cv ou 0,6% de acréscimo, passando de 79,1 cv para 79,6 cv.

Pode-se observar que os resultados de torque e potência com a presença do ressonador apresentam ganhos para toda a faixa de rotação, sendo estes ganhos maiores para rotações entre 2500 a 3500 rev/min. Isso indica maior disponibilidade de torque nas faixas onde o veículo é utilizado em centros urbanos.

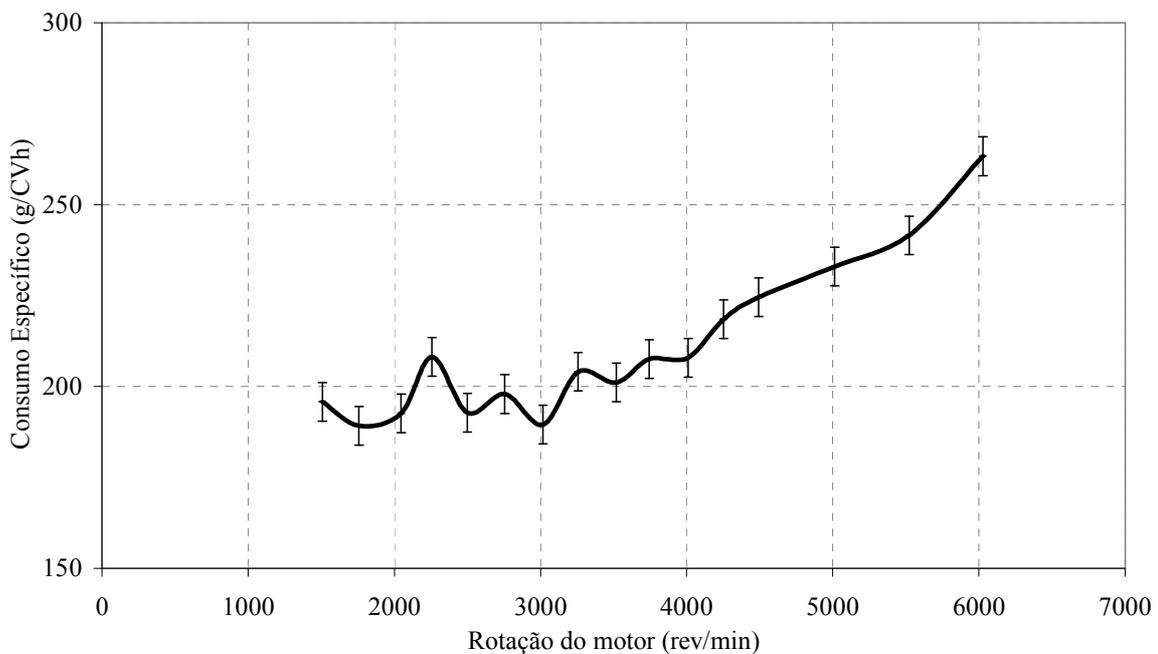


FIGURA 5.23 – Consumo específico de referência em função da rotação do motor para toda a faixa de operação

A Figura 5.23 mostra os dados de consumo específico de referência, sem ressonador para o motor FIRE 1368 cm³, obtidos no laboratório da FPT Powertrain Technologies. A incerteza máxima obtida no consumo específico é de $\pm 0,0053$ g/cvh, conforme descrito no Apêndice I.

As Figuras 5.24 e 5.25 apresentam o consumo específico obtido. Observa-se uma redução do consumo específico com a inserção do ressonador em quase toda a faixa de operação do motor. Nesta comparação, a redução de consumo específico para a rotação de 1500 rev/min foi a mais expressiva, com redução de 14,6%, passando de 195,8 gcv/h para 167,2 gcv/h, com o ressonador no conduto e volume de 1,77 litros.

Contudo, outras rotações também sofreram redução significativa, sendo que em 2250 rev/min ocorreu uma redução de consumo específico de 12,9%. Em 6000 rev/min ocorreu uma redução de consumo específico de 9,8%. Em 3500 rev/min ocorreu uma redução de consumo específico de 8,5%.

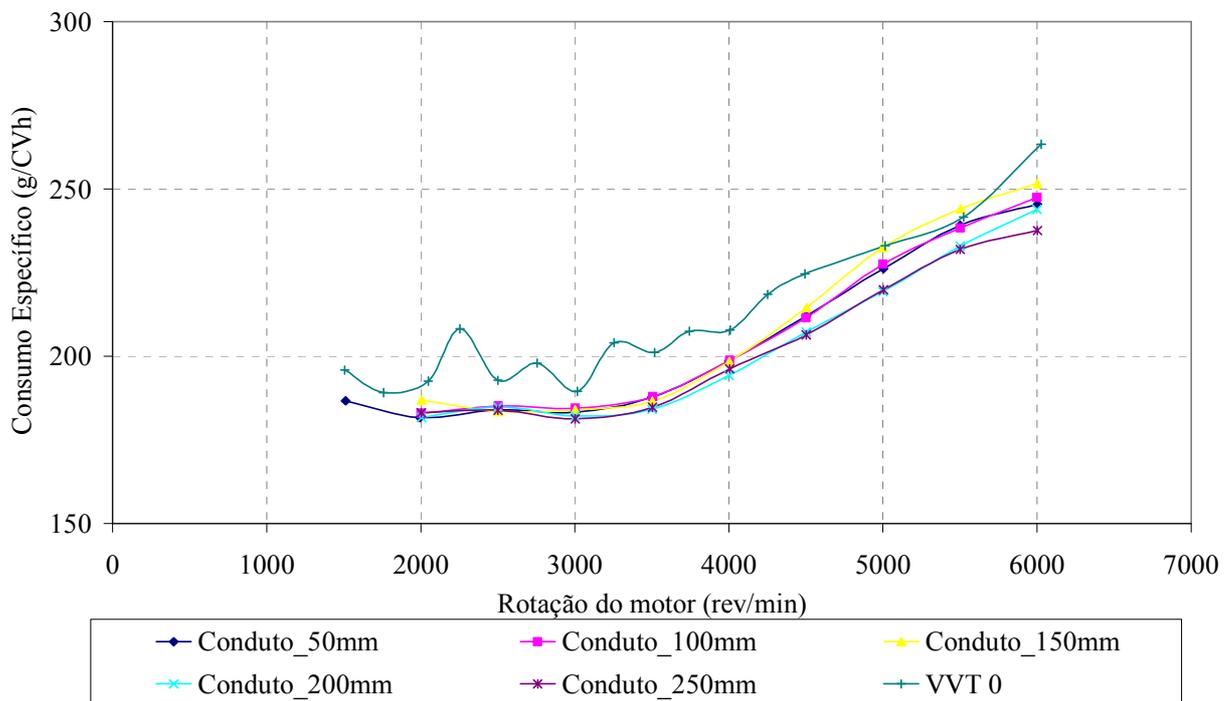


FIGURA 5.24 – Consumo específico em função da rotação do motor para o ressonador no conduto de admissão

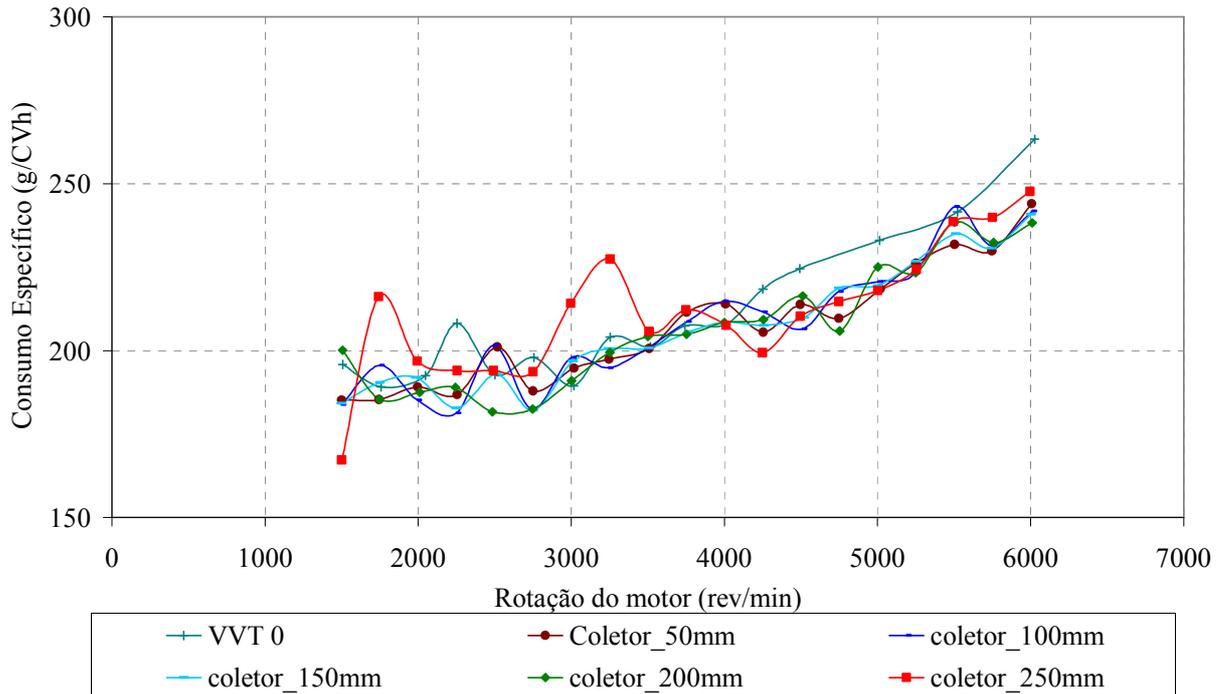


FIGURA 5.25 – Consumo específico em função da rotação do motor para o ressonador no coletor de admissão

Para estas mesmas condições foi avaliada também a pressão média efetiva, que caracteriza o trabalho realizado por ciclo do motor (Heywood, 1998). As Figuras 5.26 e 5.27 apresentam os resultados da pressão média efetiva para as configurações analisadas. Observa-se um aumento desta pressão média efetiva para todos os volumes analisados em praticamente toda a faixa de rotação do motor. A diferença da pressão média efetiva foi inferior a 1% para todos os volumes a partir de 4500 rev/min.

De uma forma geral, nota-se nos testes em dinamômetro de bancada um ganho de torque e potência para o motor com a inserção do ressonador no coletor de admissão para todos os regimes de operação, observando que tais testes foram sempre realizados em plena carga e lambda otimizado pelo torque. Os valores do fator lambda são mostrados nas Figuras 5.28 e 5.29.

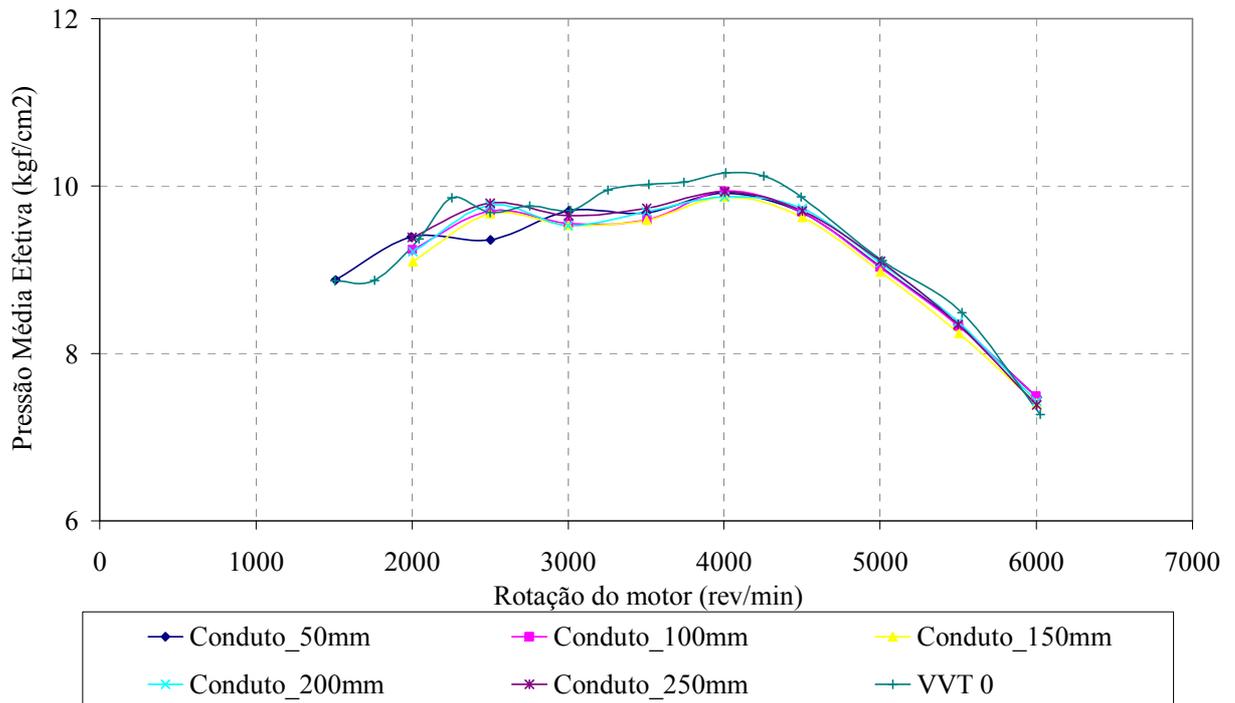


FIGURA 5.26 – Pressão média efetiva em função da rotação do motor para o ressonador no conduto de admissão

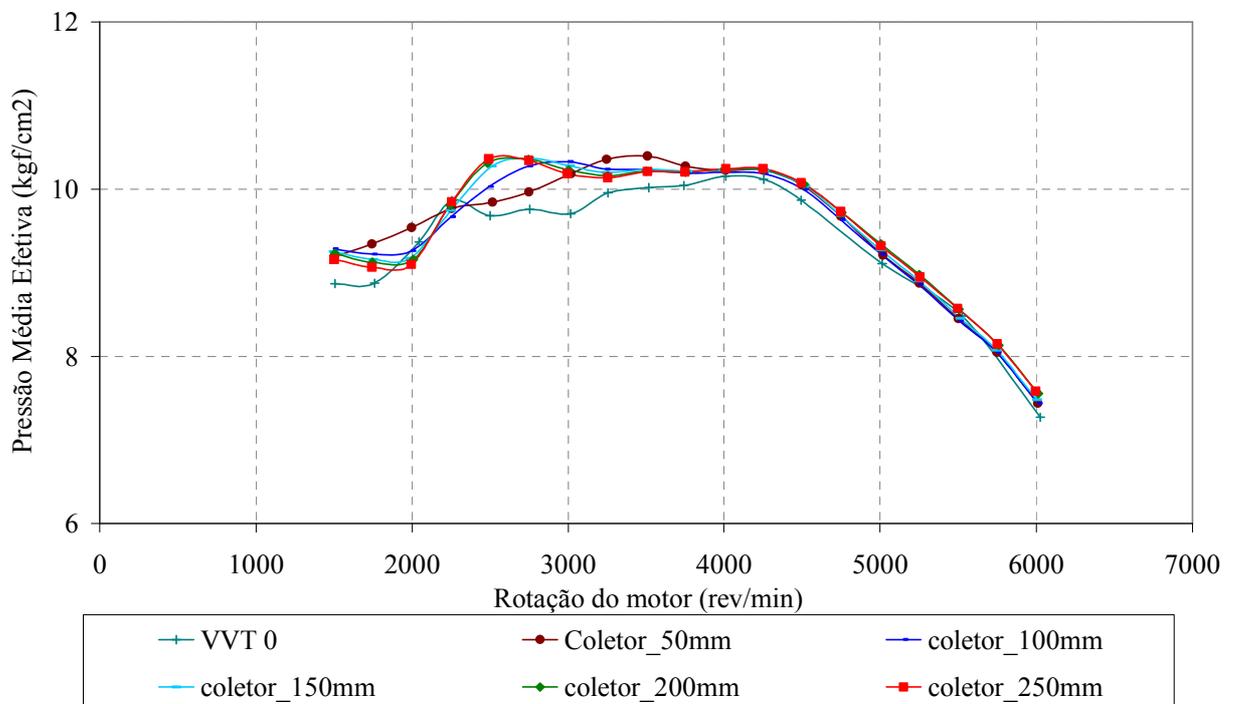


FIGURA 5.27 – Pressão média efetiva em função da rotação do motor para o ressonador no coletor de admissão

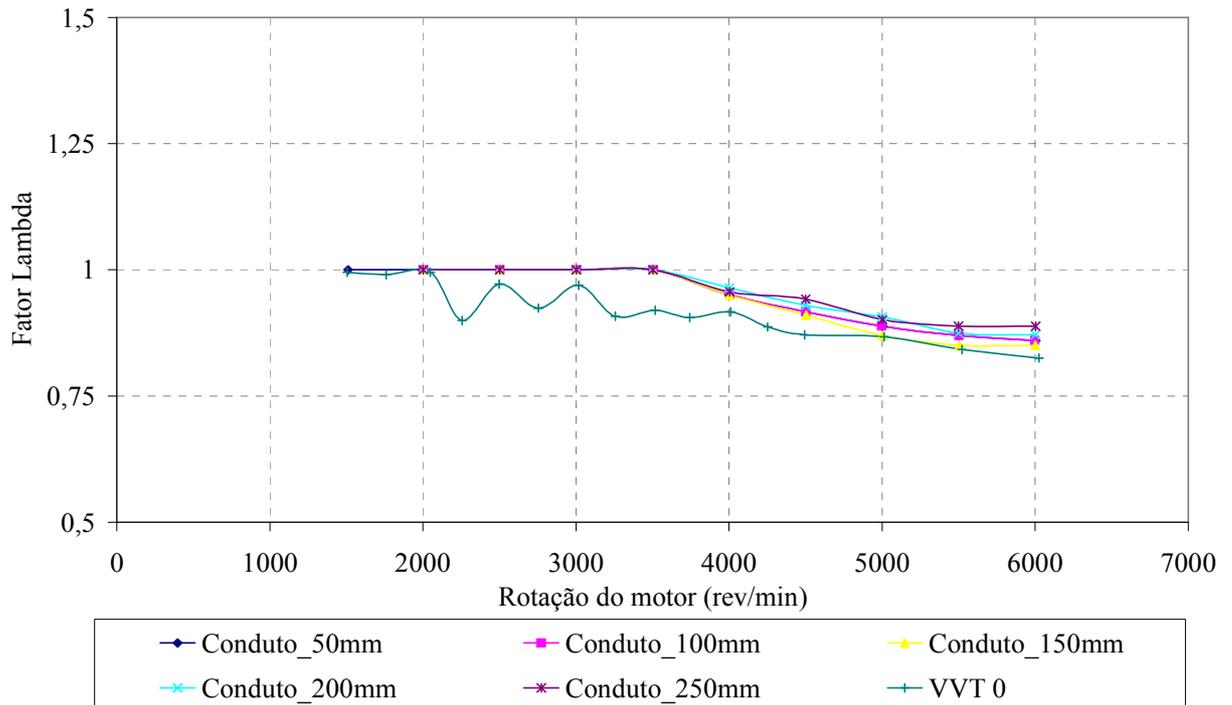


FIGURA 5.28 – Fator lambda otimizado pelo torque em função da rotação do motor para o ressonador no conduto de admissão

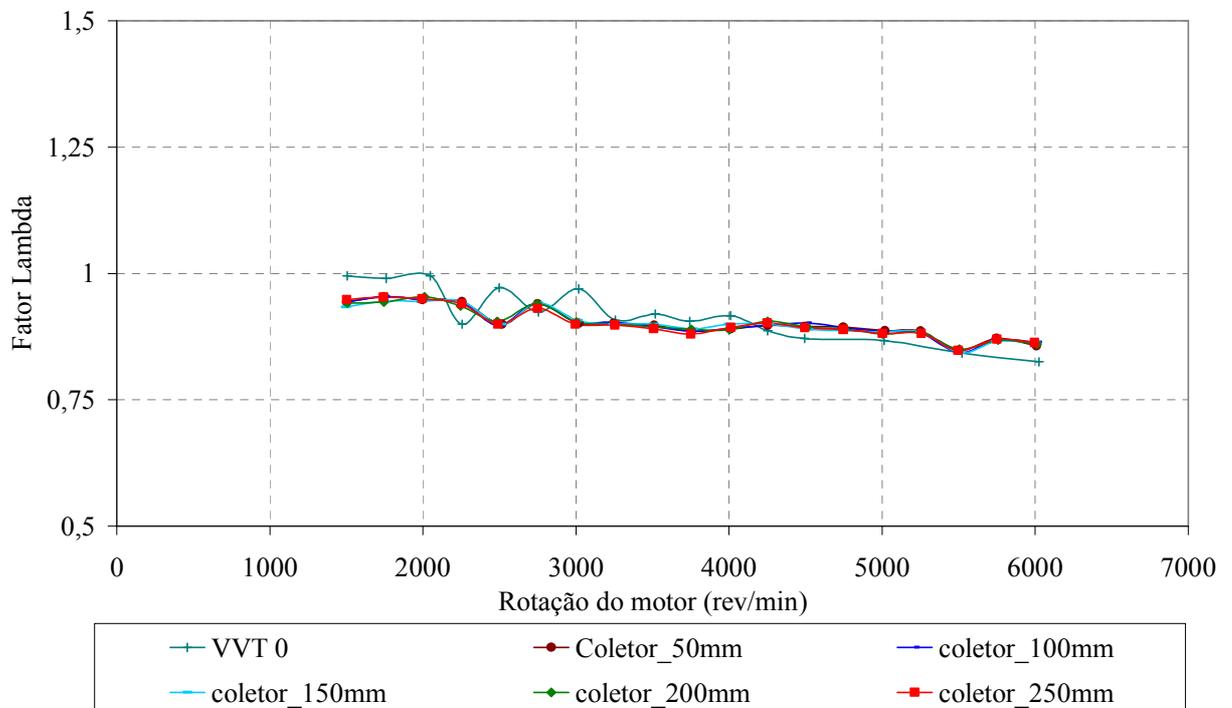


FIGURA 5.29 – Fator lambda otimizado pelo torque em função da rotação do motor para o ressonador no coletor de admissão

Para todos os casos, Figuras 5.28 e 5.29, a relação ar/combustível foi monitorada através do fator lambda, sendo que até 3500 rev/min foi possível manter a condição próxima a estequiométrica. Para rotações maiores, foi necessário um maior enriquecimento da mistura para diminuir a temperatura no catalisador. A Figura 5.30 mostra os valores de temperatura atingidos no catalisador para todos os casos analisados, não podendo superar os 950 °C.

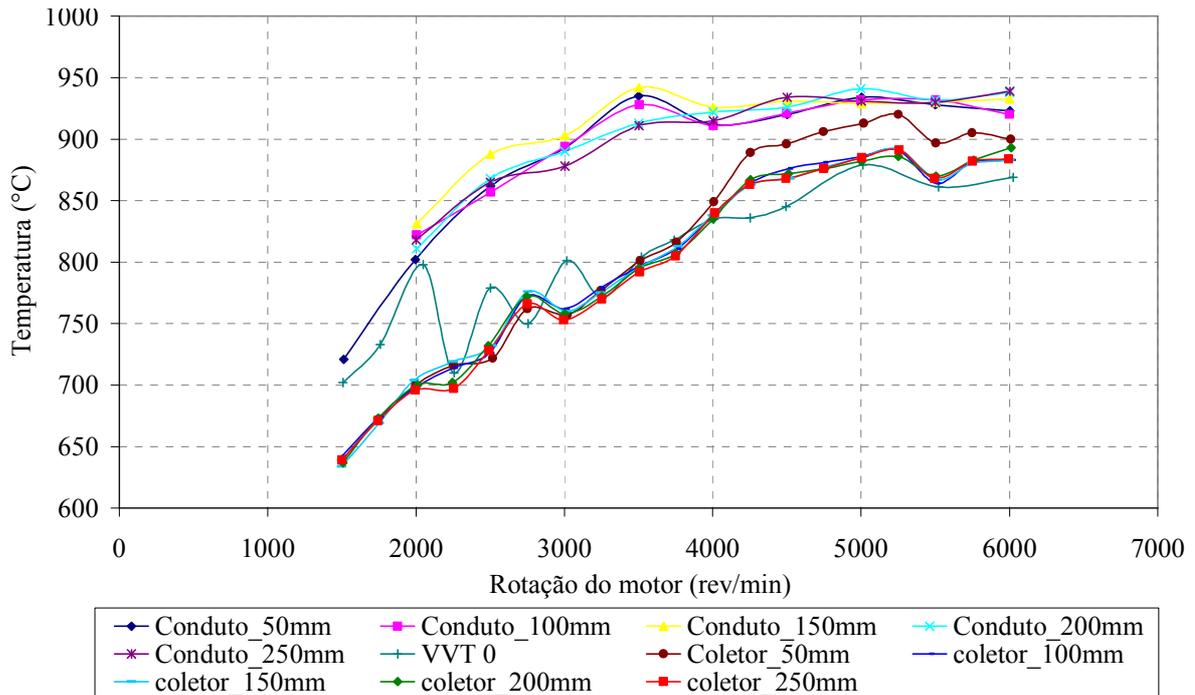


FIGURA 5.30 – Temperatura no catalisador em função da rotação do motor

Outro fator importante para poder comparar os resultados com o motor nas mesmas condições é o ângulo de avanço de ignição. Os avanços de ignição iguais para a mesma rotação permitem que o rendimento térmico naquela condição não seja alterado. A Figura 5.31 mostra o avanço de ignição em função da rotação do motor para todas as configurações avaliadas.

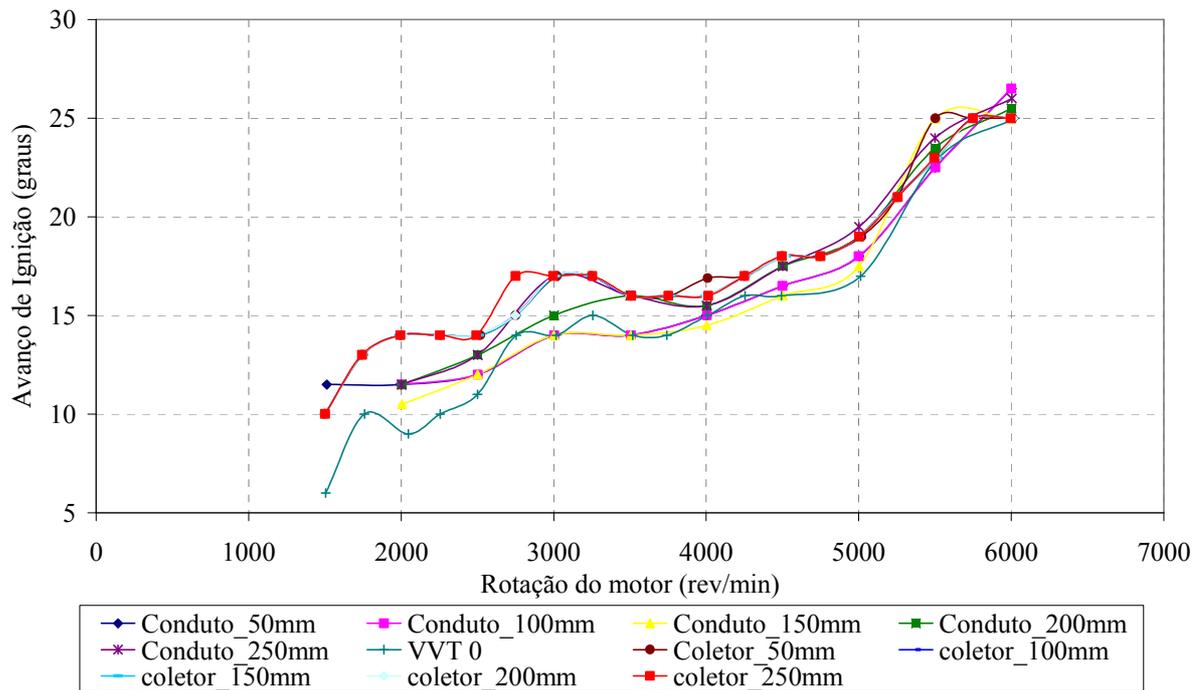


FIGURA 5.31 - Avanço de ignição em função da rotação do motor

A Figura 5.32 apresenta os valores da pressão no coletor de admissão em função da rotação do motor para todas as configurações avaliadas. O motor operando com o ressonador para as duas configurações e nos diversos volumes apresenta uma pressão manométrica no coletor de admissão diferenciada, de acordo com as alterações das amplitudes geradas pela frequência de resposta do ressonador. As alterações de pressão ocorrem entre 2000 e 3500 rev/min e em torno de 5500 rev/min.

A pressão no coletor de descarga também é apresentada na Figura 5.33 em função da rotação do motor para todas as configurações avaliadas. Praticamente não apresenta variação ao longo de toda a faixa de rotação do motor, sendo 6% a diferença entre valores máximos e mínimos de pressão para a mesma rotação.

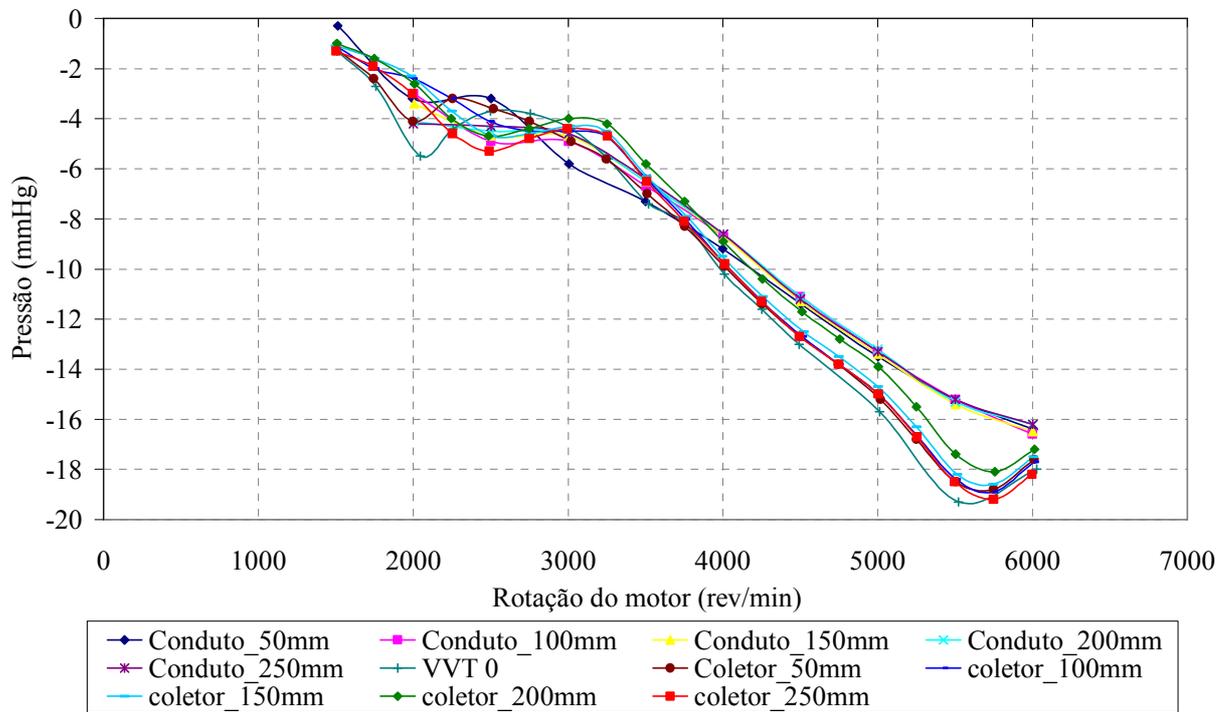


FIGURA 5.32 – Pressão no coletor de admissão em função da rotação do motor

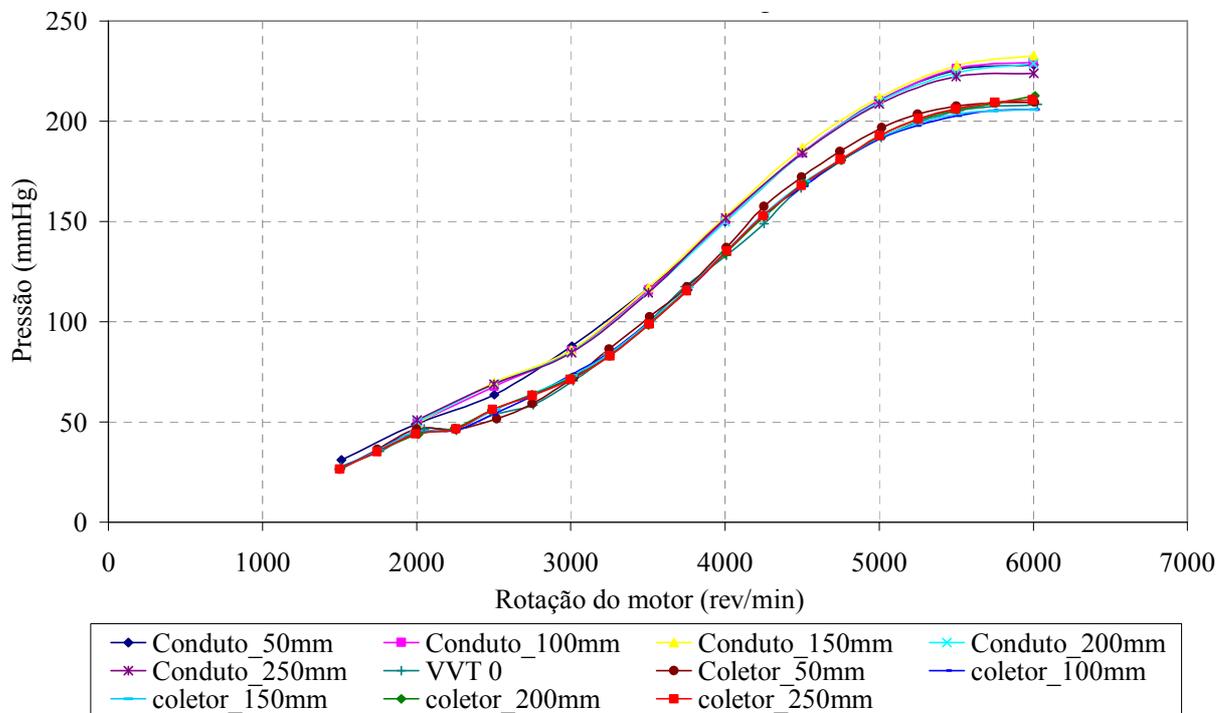


FIGURA 5.33 – Pressão no coletor de descarga em função da rotação do motor

5.3.3 Resultados de Torque, Potência e Consumo Específico em função da variação do volume do ressonador

Primeiramente, a partir dos dados de potência, torque e consumo específico medidos em função da posição do ressonador no sistema de admissão, para as rotações de 2000, 2500, 3000, 3500 e 5500 rev/min, são determinados os principais parâmetros de pressão para as condições analisadas. Os parâmetros são sempre analisados em função da variação do volume do ressonador, que variou de 0 a 4,41 litros, com o objetivo de analisar a pressão no sistema de admissão, sempre com o intuito de compreender as respostas do ressonador de volume variável, possibilitando o conhecimento da forma em que o volume e o posicionamento do ressonador afetam os parâmetros de desempenho do motor de combustão interna.

A Figura 5.34 mostra as curvas de torque em função do volume do ressonador, para as duas posições de inserção do ressonador no sistema de admissão, para a rotação de 2000 rev/min. Nessa figura é possível analisar o comportamento do torque com o volume do ressonador. O torque apresenta o valor máximo de 9,54 kgfm para o ressonador posicionado no coletor de admissão e volume de 0,88 litros. O valor mínimo de 9,10 kgfm é obtido com o ressonador posicionado no conduto de admissão para o volume de 2,65 litros.

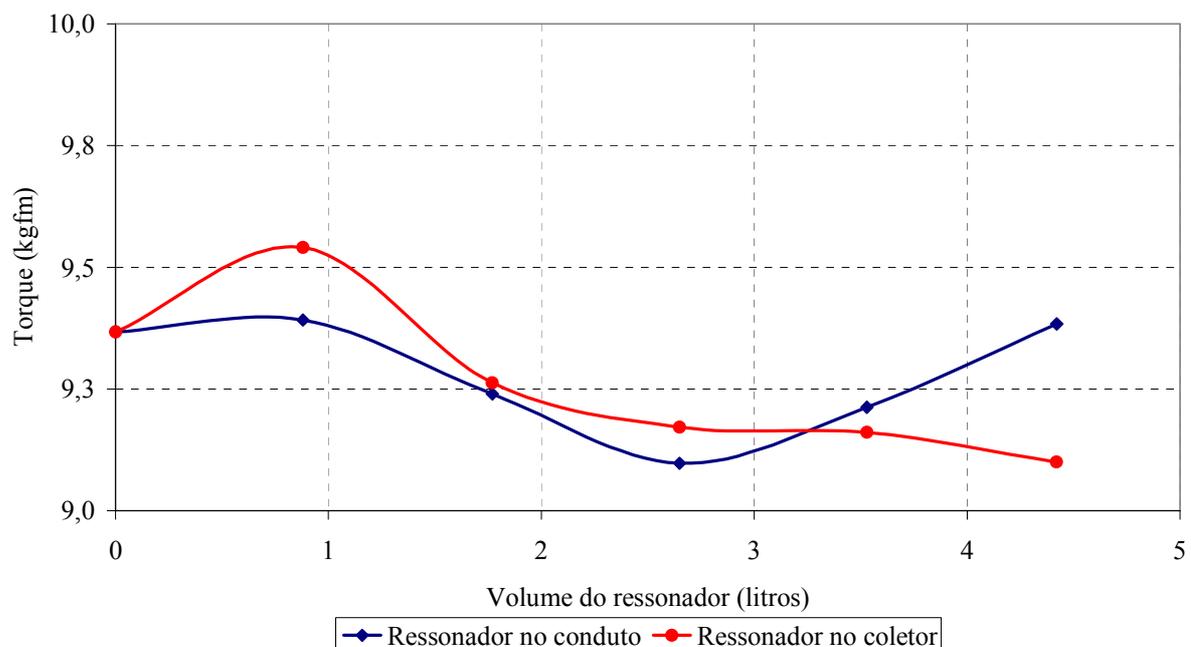


FIGURA 5.34 – Torque em função do volume do ressonador para as duas configurações analisadas com rotação de 2000 rev/min

Na Figura 5.35 são apresentadas as curvas de pressão manométrica na porta das válvulas de admissão dos quatro cilindros em função do tempo. São apresentadas as pressões medidas nos quatro condutos de admissão, para avaliação da influência da abertura e fechamento das válvulas de admissão.

O sincronismo das ondas de pressão com o movimento das válvulas e do pistão foi obtido por meio da posição dos eixos virabrequim e comando de válvulas, sendo apresentado como sincronismo do cilindro. Analisando as ondas de pressão pode-se observar que os picos de pressão no conduto acontecem após o fechamento da válvula do mesmo conduto, ocorrendo na seqüência de ignição do motor, 1-3-4-2. A rampa de descida do maior degrau apresentado significa que o pistão do cilindro 4 está em PMS realizando descarga. Os dados foram obtidos para uma rotação de 2000 rev/min.

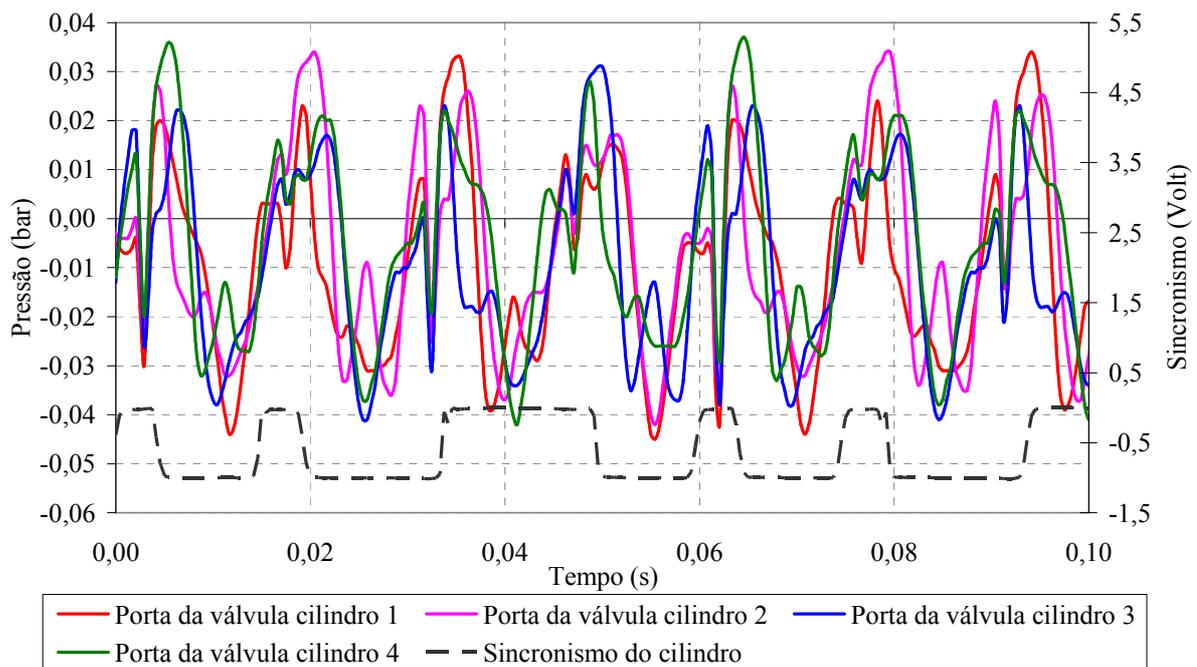


FIGURA 5.35 – Pressão do sistema sem ressonador em função do tempo

Na Figura 5.36 são apresentadas as curvas de pressão manométrica em função do tempo, mostrando o sincronismo com o ângulo do eixo virabrequim. Os dados de pressão foram obtidos para uma rotação de 2000 rev/min no interior do ressonador, no conduto de admissão na posição em que o pescoço do ressonador foi inserido na porta da válvula do 1º cilindro.

Os valores maiores de pressão ocorrem na porta da válvula de admissão, sendo inferiores ao do sistema sem ressonador. As pressões no interior do ressonador e no conduto possuem amplitude semelhante, sendo que no interior do ressonador somente se tem pressão positiva quando está em sintonia com a frequência do sistema de admissão.

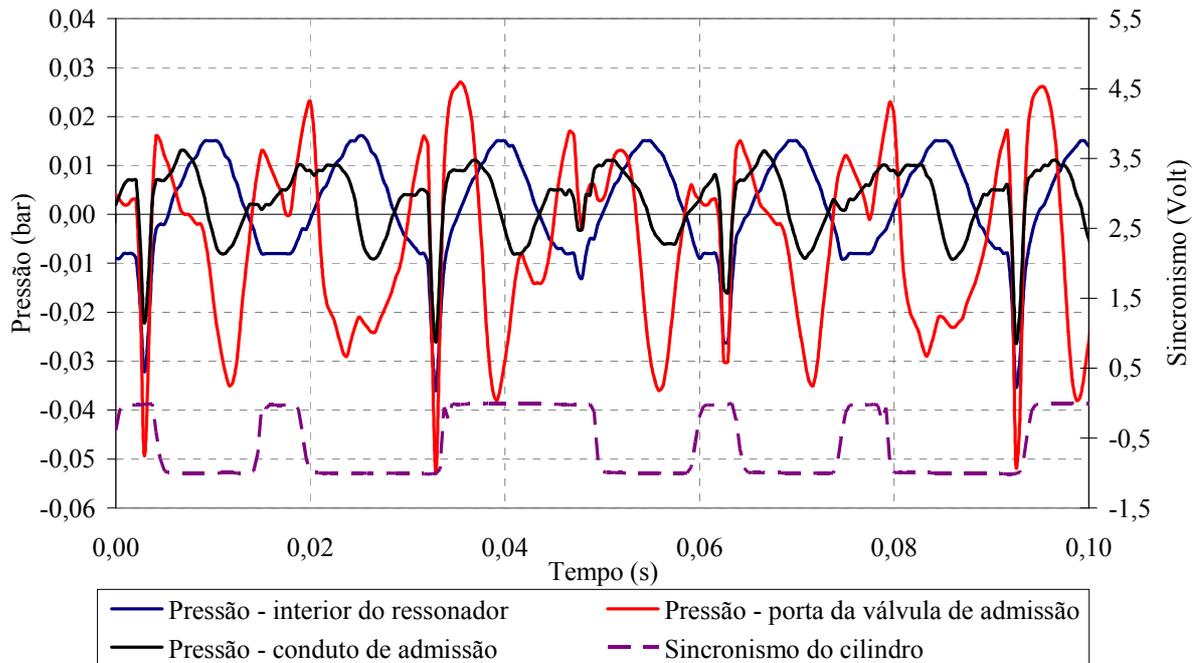


FIGURA 5.36 – Pressão do sistema em função do tempo para rotação de 2000 rev/min e ressonador no conduto com 2,65 litros

A Figura 5.37 apresenta a curva de pressão em função do tempo, para a condição de máximo torque, mostrado na Figura 5.34, com o ressonador posicionado no coletor de admissão com o volume 0,88 litros. A pressão no interior do ressonador apresenta amplitude de 34 mbar, em fase com a abertura das válvulas de admissão, portanto, em sintonia com a frequência das válvulas de admissão.

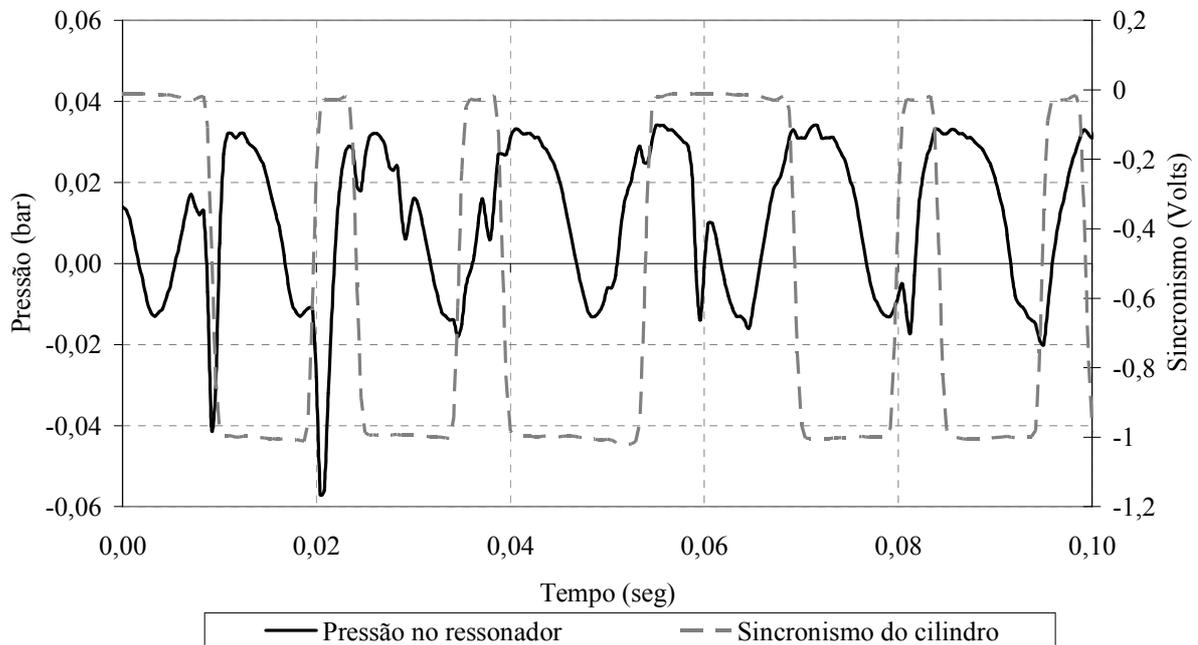


FIGURA 5.37 – Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 2000 rev/min em função do tempo – ressonador no coletor com 0,88 litros

A Figura 5.38 apresenta a curva de pressão no interior do ressonador em função do tempo para a condição de mínimo torque, com o ressonador posicionado no conduto de admissão com o volume de 2,65 litros. A pressão no interior do ressonador apresenta valores de 16 mbar e estão fora de fase com a abertura das válvulas de admissão.

Dessa forma, a curva de pressão no interior do ressonador no instante em que cruza a curva de sincronismo apresenta diferentes níveis de pressão para a condição de máximo e mínimo torque. Para a condição de máximo torque, a pressão apresenta o valor de 29 mbar e para a condição de mínimo torque apresenta o valor de -3 mbar, portanto apenas o ressonador no coletor com 0,88 litros está em sintonia para a rotação de 2000 rev/min do motor.

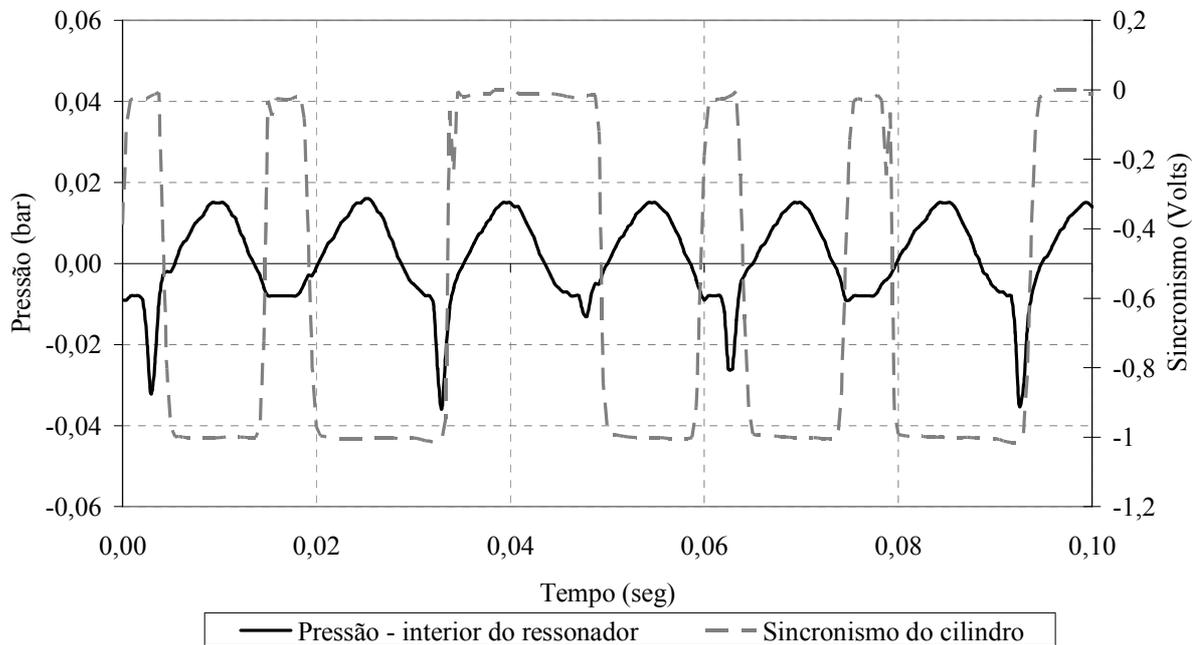


FIGURA 5.38 – Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 2000 rev/min em função do tempo – ressonador no conduto com 2,65 litros

A Figura 5.39 apresenta o comportamento da potência em função do volume do ressonador, para as duas posições de inserção do ressonador no sistema de admissão. É analisado também o comportamento da potência para toda a faixa de volume do ressonador. A potência atinge o valor máximo de 32,2 cv para a configuração sem ressonador, com volume do ressonador igual a zero.

A Figura 5.40 mostra as curvas de consumo específico de combustível em função do volume do ressonador, para as duas posições de inserção do ressonador no sistema de admissão e rotação de 2000 rev/min. O volume do ressonador foi variando de 0 a 4,41 litros. O consumo específico atinge o valor mínimo de 181,63 g/cvh para o ressonador posicionado no coletor de admissão com o volume 0,88 litros, representando um ganho de 5,6% ou 10,87 g/cvh, quando comparado com a configuração se ressonador (referência). Tanto para o torque quanto para o consumo específico, ocorrem ganhos para a rotação de 2000 rev/min, já a potência não é alterada.

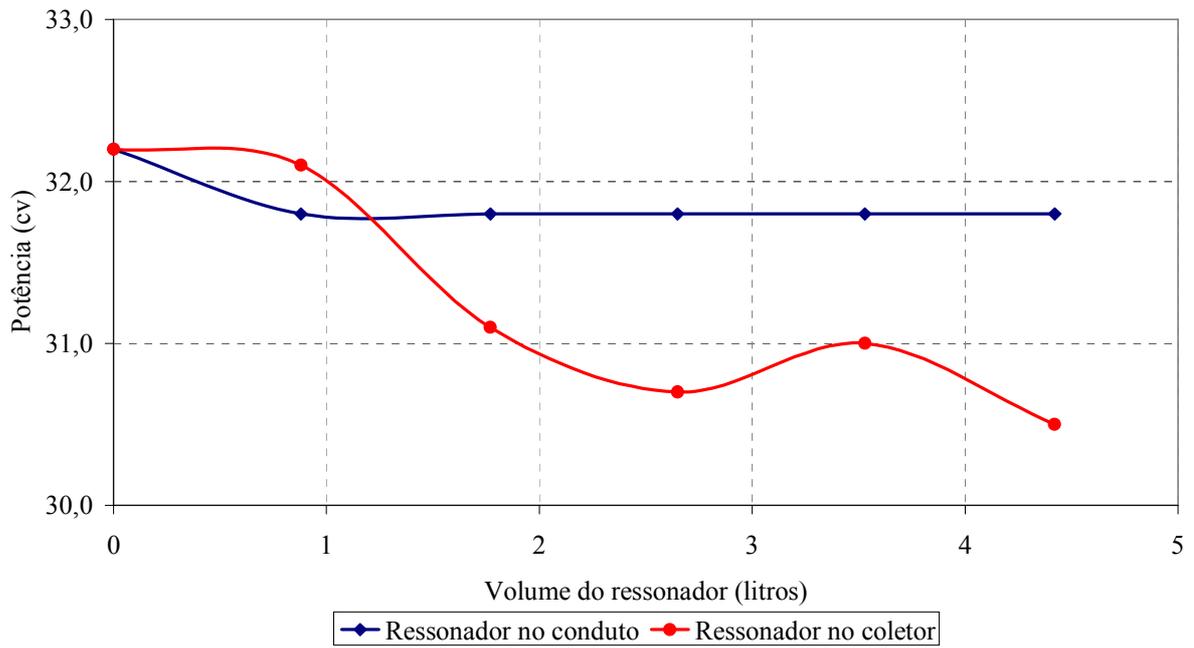


FIGURA 5.39 – Potência em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas e uma rotação de 2000 rev/min

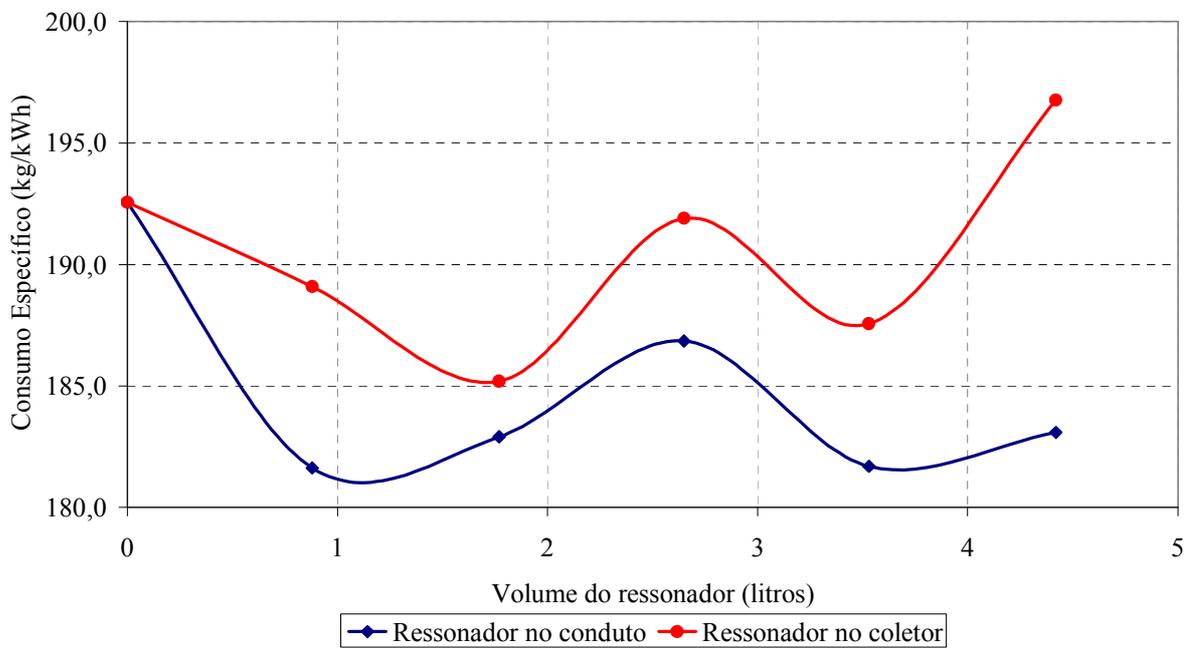


FIGURA 5.40 – Consumo específico em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas e uma rotação de 2000 rev/min

A Figura 5.41 mostra as curvas de torque em função do volume do ressonador, para as duas posições de inserção do ressonador no sistema de admissão e rotação de 2500 rev/min. O volume do ressonador variou em toda a faixa e o torque atinge o valor máximo de 10,36 kgfm para o ressonador posicionado no coletor de admissão com o volume de 4,42 litros e o valor mínimo de 9,36 kgfm para o ressonador posicionado no conduto de admissão com o volume de 0,88 litros. Sem o ressonador, o torque é de 9,68 kgfm.

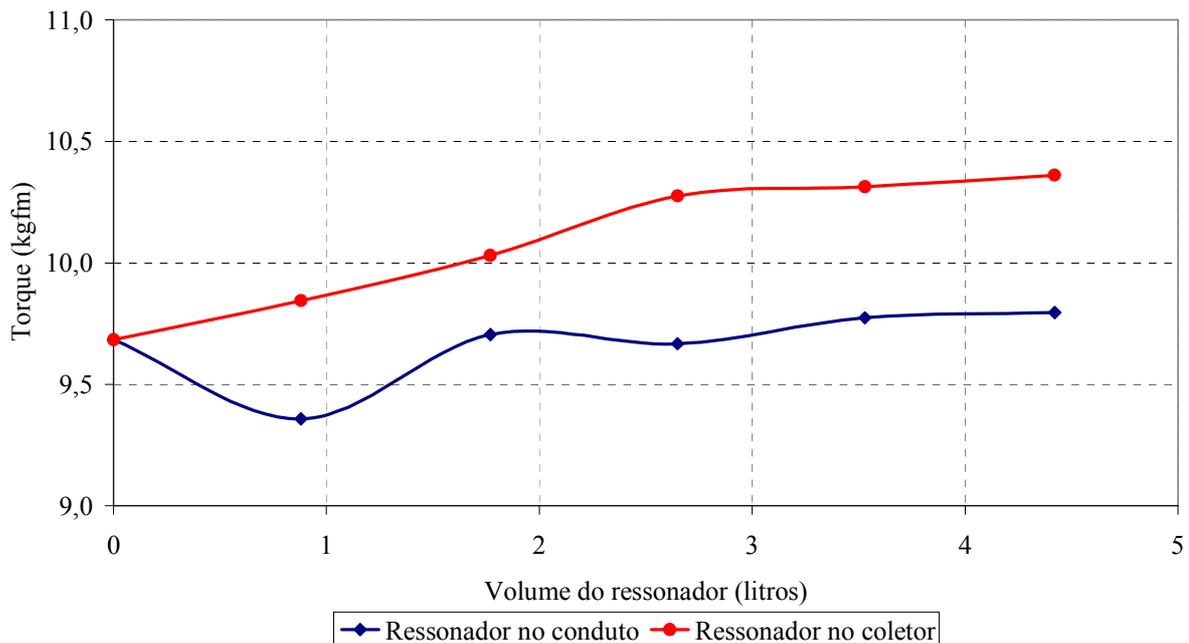


FIGURA 5.41 – Torque em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas e uma rotação de 2500 rev/min

A Figura 5.42 apresenta a curva de pressão no interior do ressonador em função do tempo, para a condição de máximo torque mostrado na Figura 5.41, com o ressonador posicionado no coletor de admissão com o volume 4,42 litros. A pressão no interior do ressonador apresenta amplitude de 32 mbar em fase com a abertura das válvulas de admissão, portanto, em sintonia com a frequência das válvulas de admissão. A Figura 5.43 apresenta a curva de pressão em função do tempo para a condição de mínimo torque, com o ressonador posicionado no conduto de admissão e volume de 0,88 litros. A pressão no interior do ressonador apresenta valores de 14 mbar.

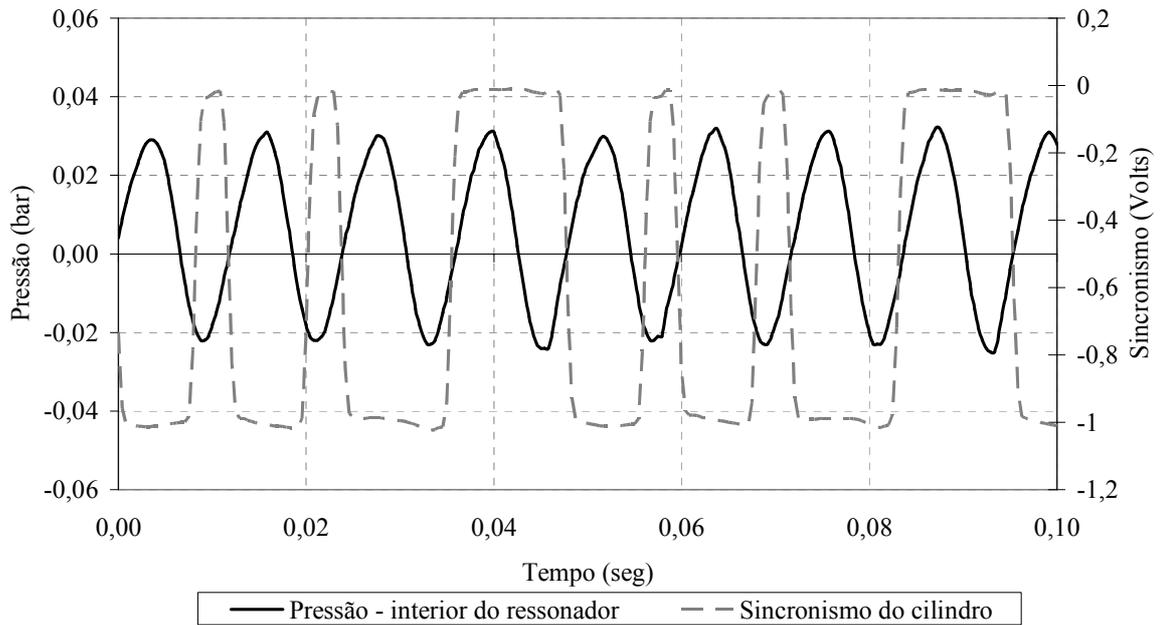


FIGURA 5.42 – Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 2500 rev/min em função do tempo – ressonador no coletor com 4,42 litros

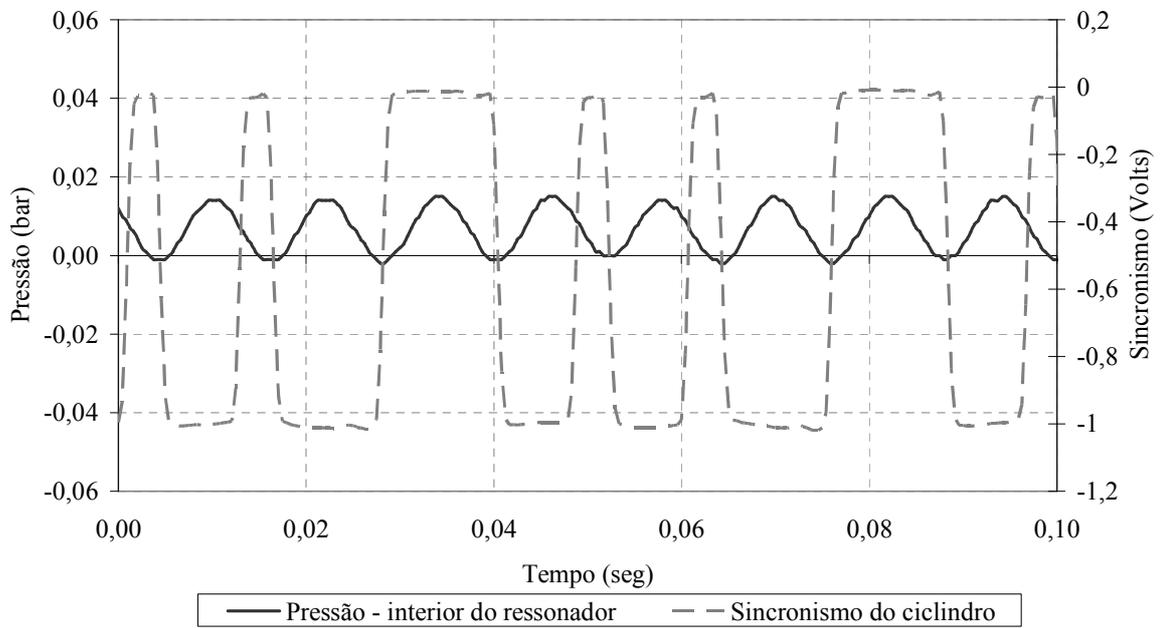


FIGURA 5.43 – Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 2500 rev/min em função do tempo – ressonador no conduto com 0,88 litros

A Figura 5.44 apresenta o comportamento da potência em função da variação do volume do ressonador, para as duas posições de inserção do ressonador no sistema de admissão e rotação de 2500 rev/min. A potência atinge o maior ganho quando comparado com as demais configurações e rotações, sendo o valor máximo de 46,4 cv para a configuração do ressonador no coletor com o volume de 4,42 litros, ganho de 6,6% com relação à referência.

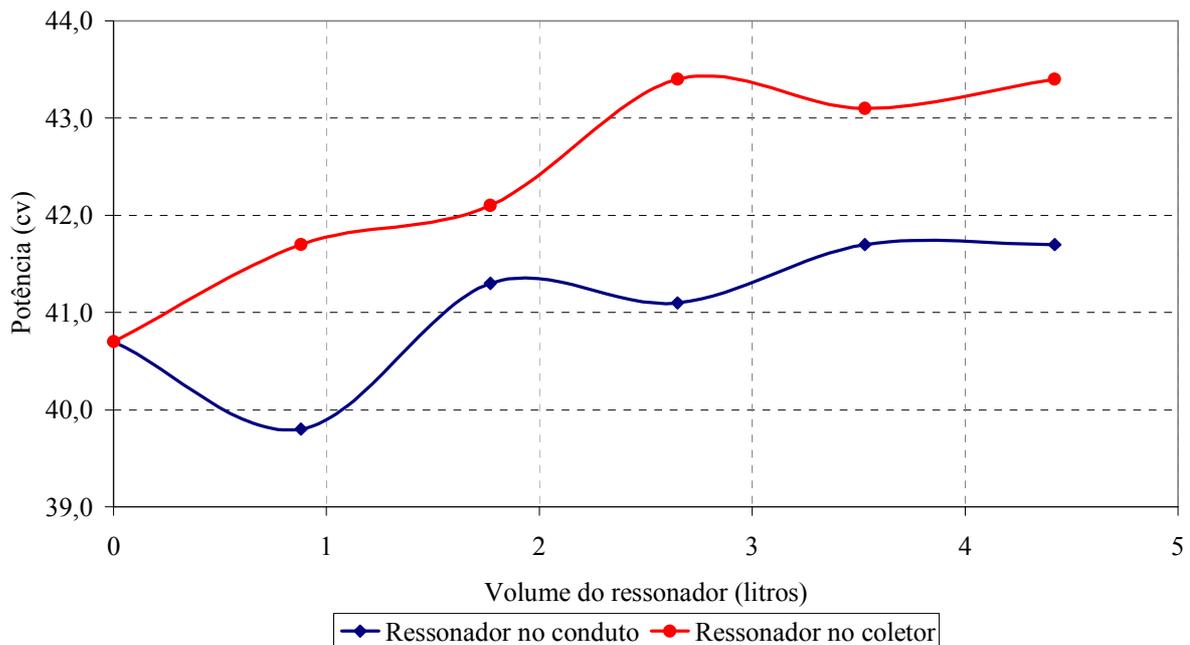


FIGURA 5.44 – Potência em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 2500 rev/min

A Figura 5.45 mostra as curvas de consumo específico em função do volume do ressonador, para as duas posições de inserção do ressonador no sistema de admissão e rotação de 2500 rev/min. O consumo específico atinge o valor mínimo de 181,72 g/cvh para o ressonador posicionado no coletor de admissão, com o volume de 3,53 litros, representando um ganho de 5,7% ou 11,07 g/cvh.

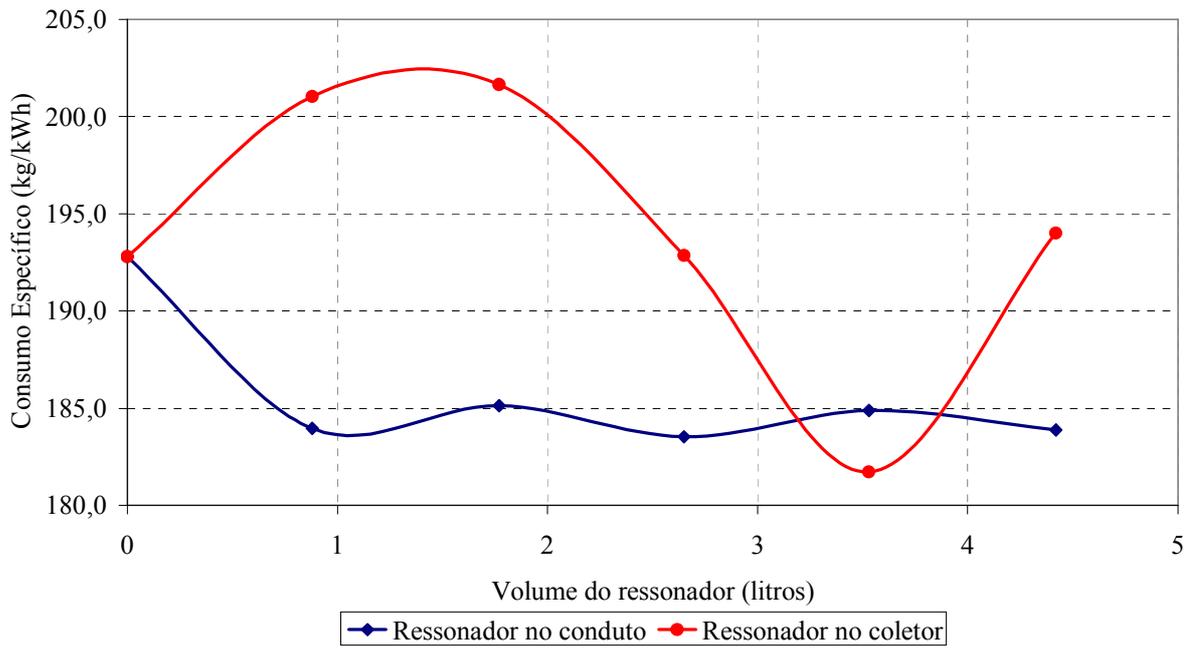


FIGURA 5.45 – Consumo específico em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 2500 rev/min

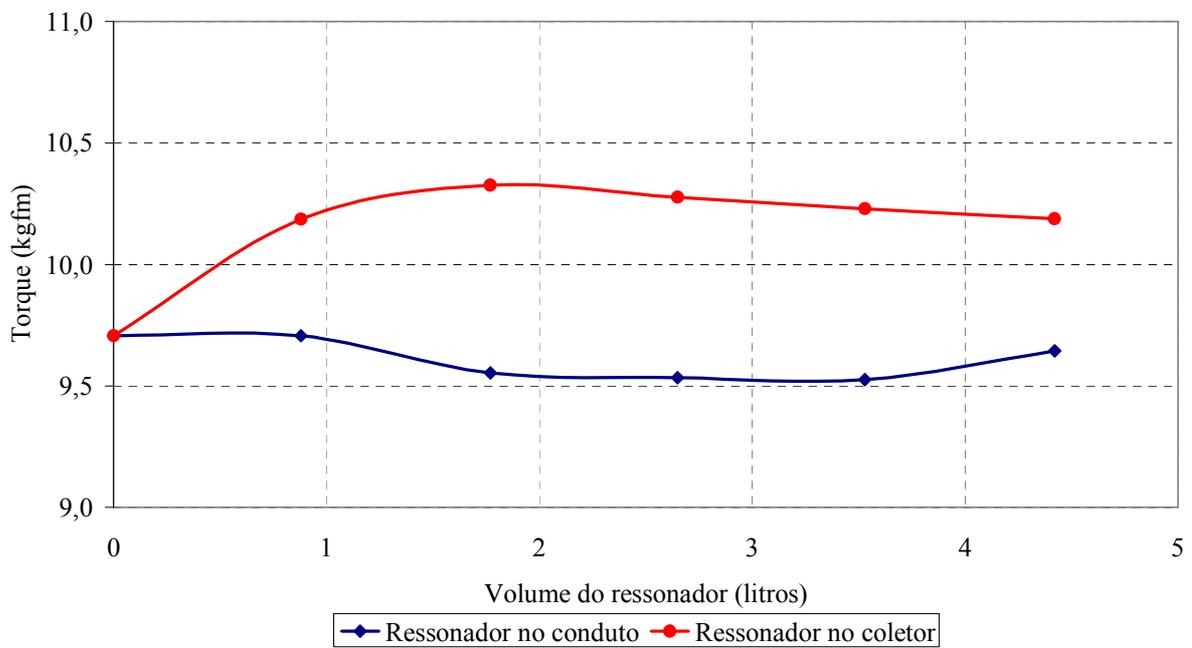


FIGURA 5.46 – Torque em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 3000 rev/min

A Figura 5.46 apresenta as curvas de torque em função do volume do ressonador, para as duas posições de inserção do ressonador no sistema de admissão e rotação de 3000 rev/min. O torque atingiu o valor máximo de 10,33 kgfm para o ressonador posicionado no coletor de admissão com o volume 1,77 litros e o valor mínimo de 9,53 kgfm para o ressonador posicionado no conduto de admissão com uma faixa de volume de 2,65 a 3,53 litros. Sem ressonador o torque é de 9,71 kgfm.

A Figura 5.47 apresenta a curva de pressão no interior do ressonador em função do tempo, para a condição de máximo torque mostrado na Figura 5.46 com o ressonador posicionado no coletor de admissão com o volume de 1,77 litros. A pressão no interior do ressonador apresenta amplitude de 31 mbar, em fase com a abertura das válvulas de admissão, portanto em sintonia com a frequência das válvulas de admissão. As Figuras 5.48 e 5.49 apresentam as curvas de pressão no interior do ressonador em função do tempo para a condição de mínimo torque, com o ressonador posicionado no conduto de admissão com os volumes de 2,65 e 3,53 litros, respectivamente. A pressão no interior do ressonador foi muito baixa, apresentando variação de 2 a 6 mbar.

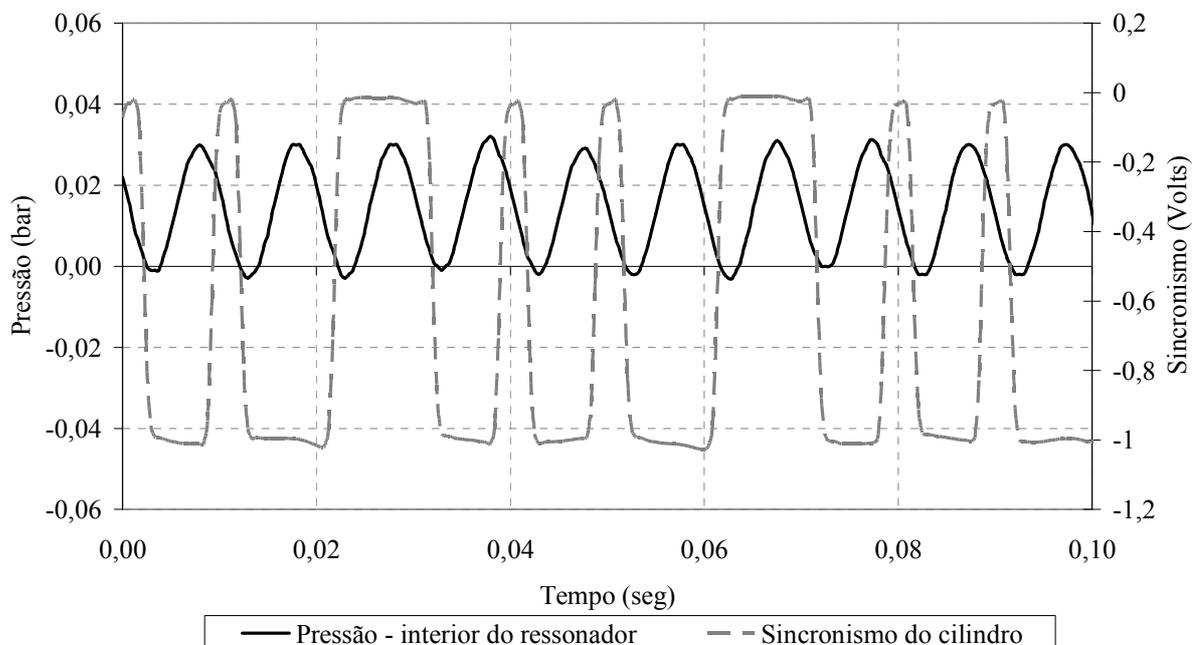


FIGURA 5.47 – Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 3000 rev/min em função do tempo – ressonador no coletor com 1,77 litros

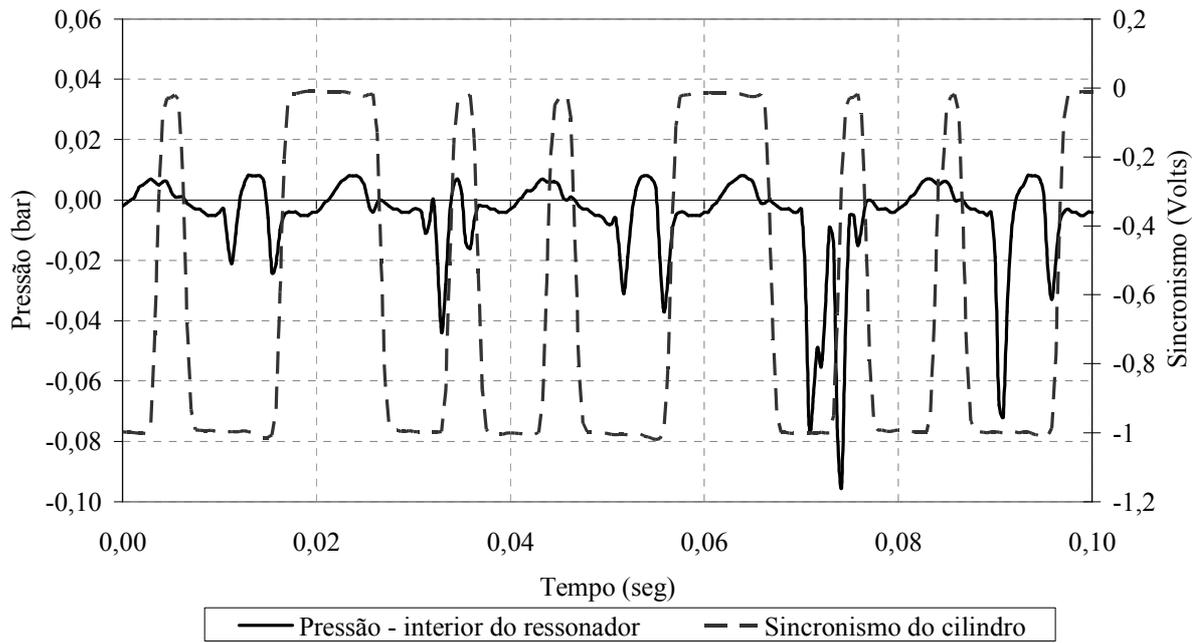


FIGURA 5.48 – Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 3000 rev/min em função do tempo – ressonador no conduto com 2,65 litros

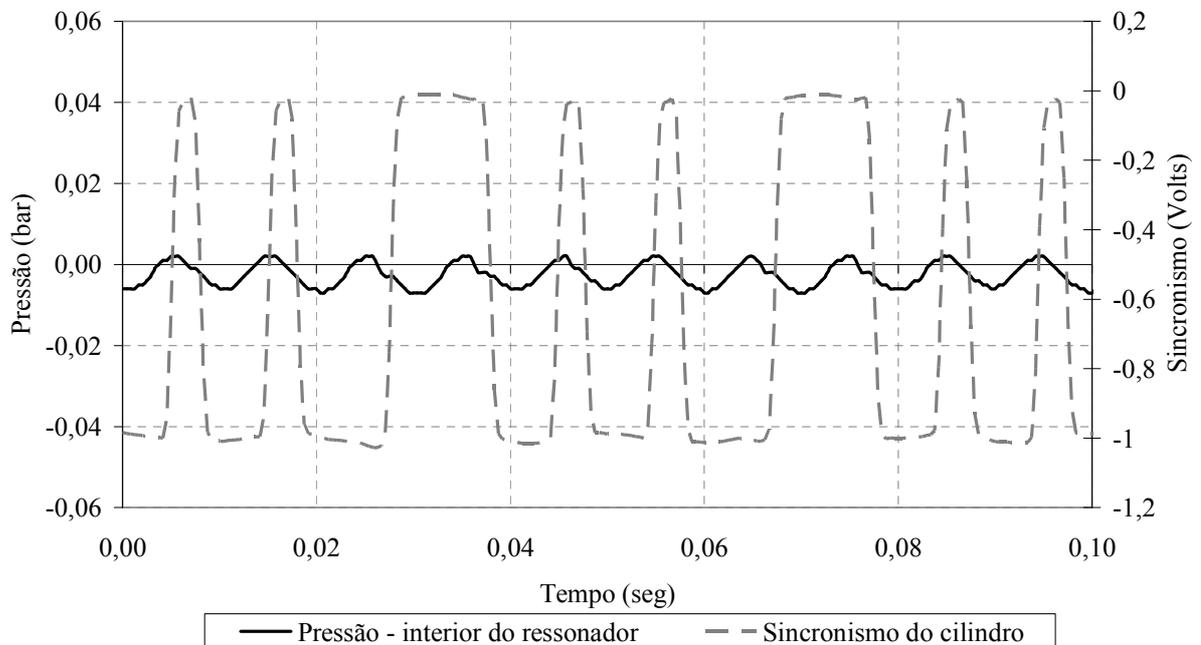


FIGURA 5.49 – Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 3000 rev/min em função do tempo – ressonador no conduto com 3,53 litros

A Figura 5.50 apresenta o comportamento da potência em função do volume do ressonador, para as duas posições de inserção do ressonador no sistema de admissão e rotação de 3000 rev/min. A potência atinge o valor máximo de 52,3 cv para a configuração do ressonador no coletor com o volume de 1,77 litros e um valor mínimo de 48,7 cv, abaixo do valor referência que é de 49,30 cv.

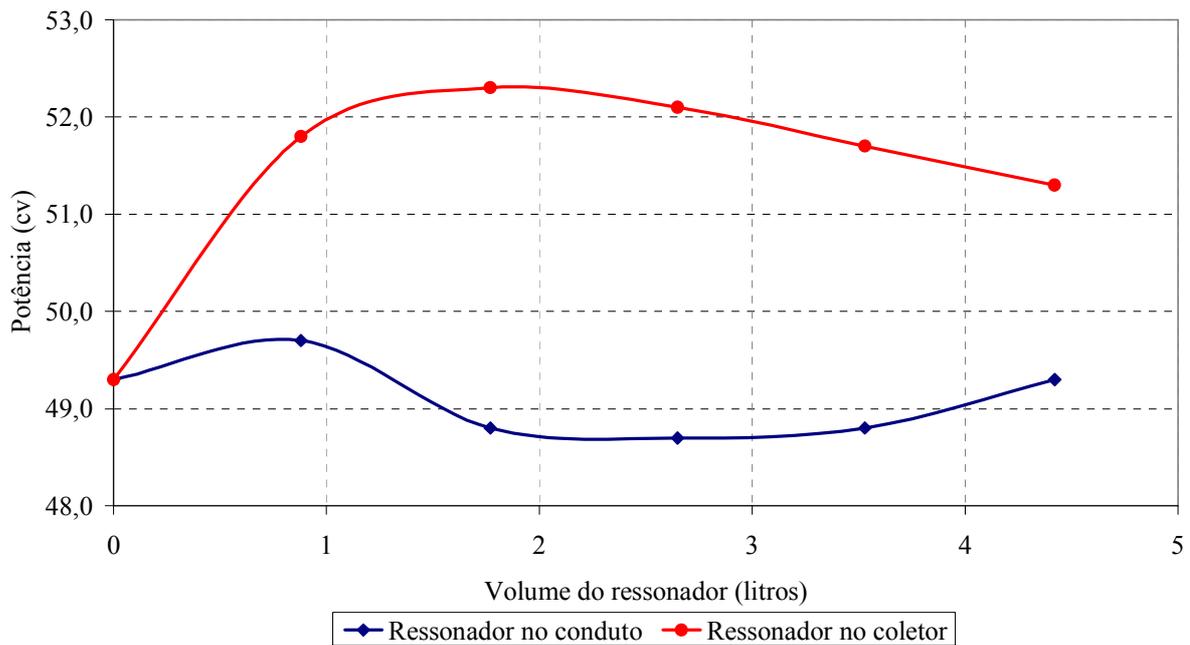


FIGURA 5.50 – Potência em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 3000 rev/min

A Figura 5.51 mostra as curvas de consumo específico em função da variação do volume do ressonador, para as duas posições de inserção do ressonador no sistema de admissão e rotação de 3000 rev/min. O consumo específico atinge o valor mínimo de 181,27 g/cvh para o ressonador posicionado no conduto de admissão com o volume de 4,41 litros, representando um ganho de 4,3% ou 8,20 g/cvh.

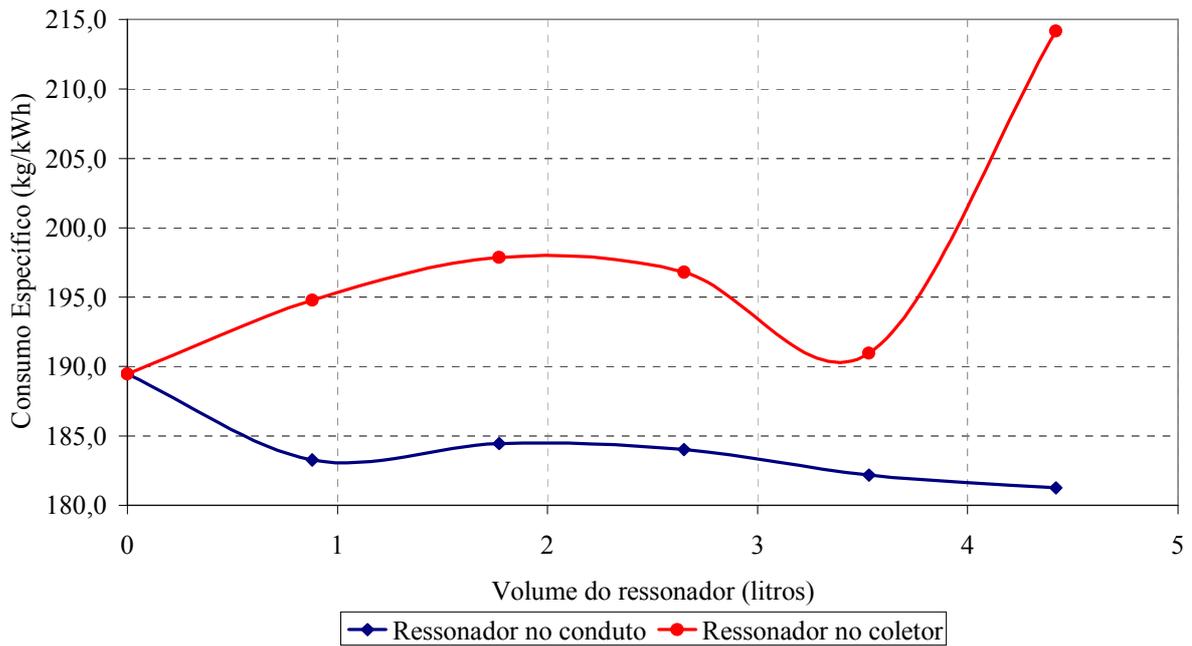


FIGURA 5.51 – Consumo específico em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 3000 rev/min

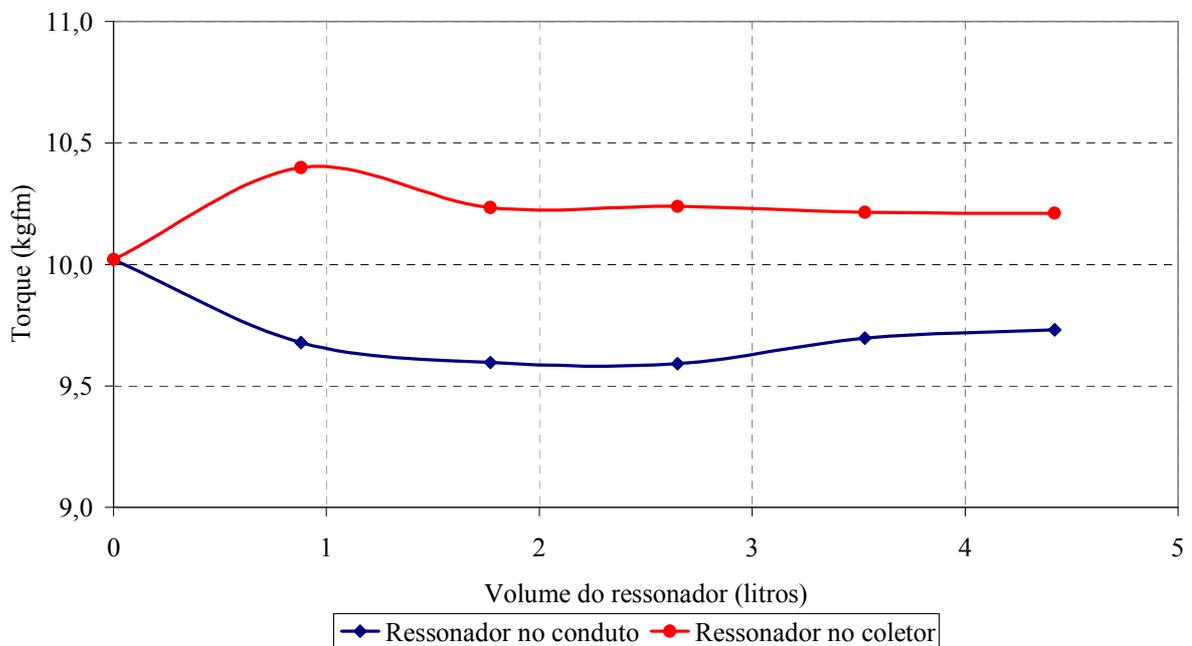


FIGURA 5.52 – Torque em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 3500 rev/min

A Figura 5.52 mostra as curvas de torque em função da variação do volume do ressonador, para as duas posições de inserção do ressonador no sistema de admissão e rotação de 3500 rev/min. O torque atinge o valor máximo de 10,40 kgfm para o ressonador posicionado no coletor de admissão com o volume 0,88 litros e o valor mínimo de 9,60 kgfm para o ressonador posicionado no conduto de admissão com o volume de 1,77 litros. Para o caso de referência o valor de torque obtido foi de 10,02 kgfm.

A Figura 5.53 apresenta a curva de pressão no interior do ressonador em função do tempo para a condição de máximo torque, mostrado na Figura 5.52, com o ressonador posicionado no coletor de admissão com o volume 0,88 litros. A pressão no interior do ressonador apresenta amplitude de 40 mbar em fase com a abertura das válvulas de admissão, portanto em sintonia com a frequência das válvulas de admissão. A Figura 5.54 apresenta a curva de pressão em função do tempo para a condição de mínimo torque, com o ressonador posicionado no conduto de admissão com o volume de 1,77 litros. A pressão no interior do ressonador foi muito baixa, apresentando valores de 7 mbar.

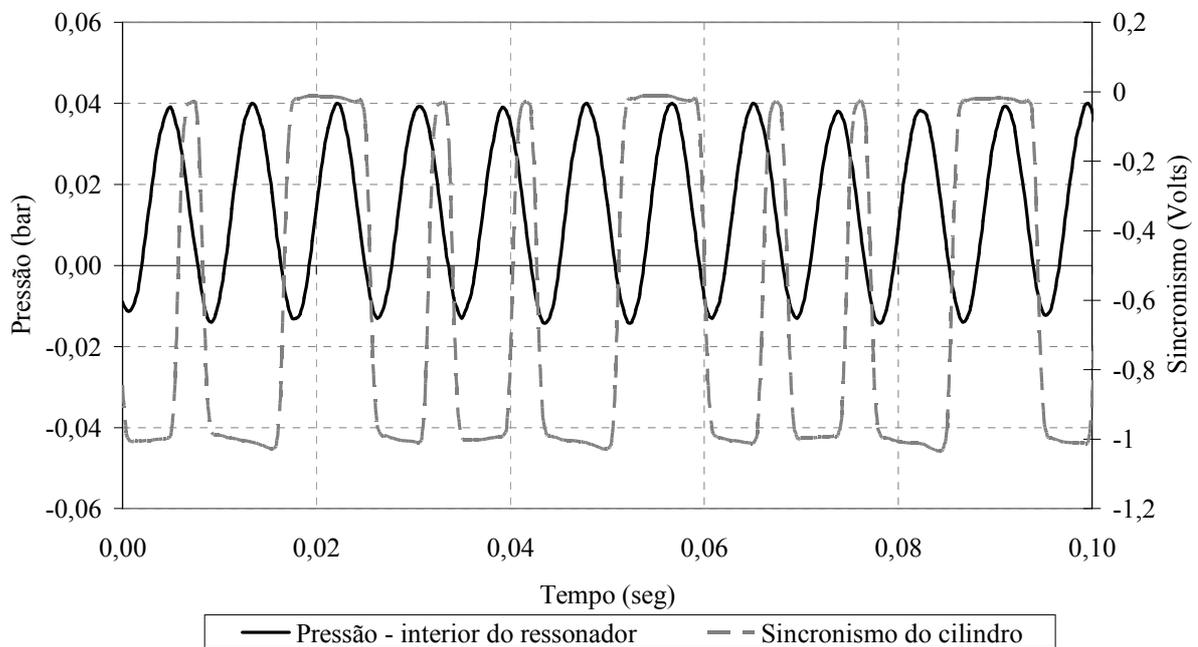


FIGURA 5.53 – Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 3500 rev/min em função do tempo – ressonador no coletor com 0,88 litros

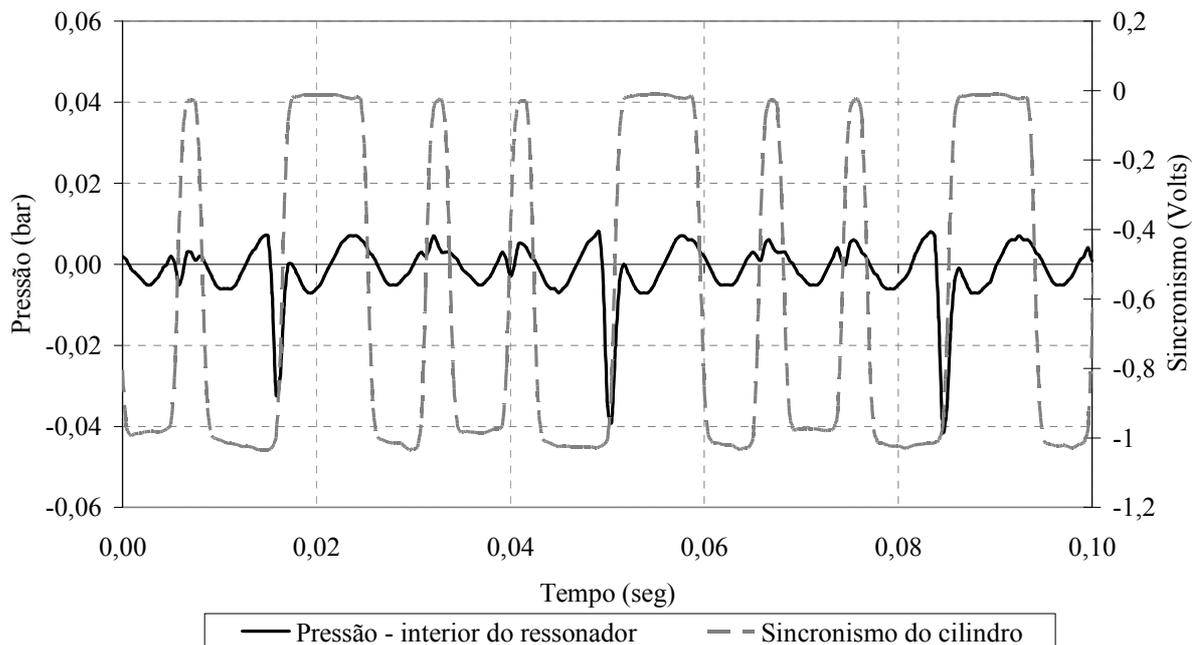


FIGURA 5.54 – Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 3500 rev/min em função do tempo – ressonador no conduto com 1,77 litros

A Figura 5.55 apresenta o comportamento de potência em função do volume do ressonador, para as duas posições de inserção do ressonador no sistema de admissão e rotação de 3500 rev/min. A potência atinge o valor máximo de 61,3 cv para a configuração do ressonador no coletor com o volume de 0,88 litros, com ganho de 1,8% com relação à referência.

A Figura 5.56 mostra as curvas de consumo específico em função do volume do ressonador, para as duas posições de inserção do ressonador no sistema de admissão e rotação de 3500 rev/min. O consumo específico atinge o valor mínimo de 184,08 g/cvh para o ressonador posicionado no conduto de admissão com o volume 3,53 litros, representando um ganho de 8,5% ou 17,01 g/cvh.

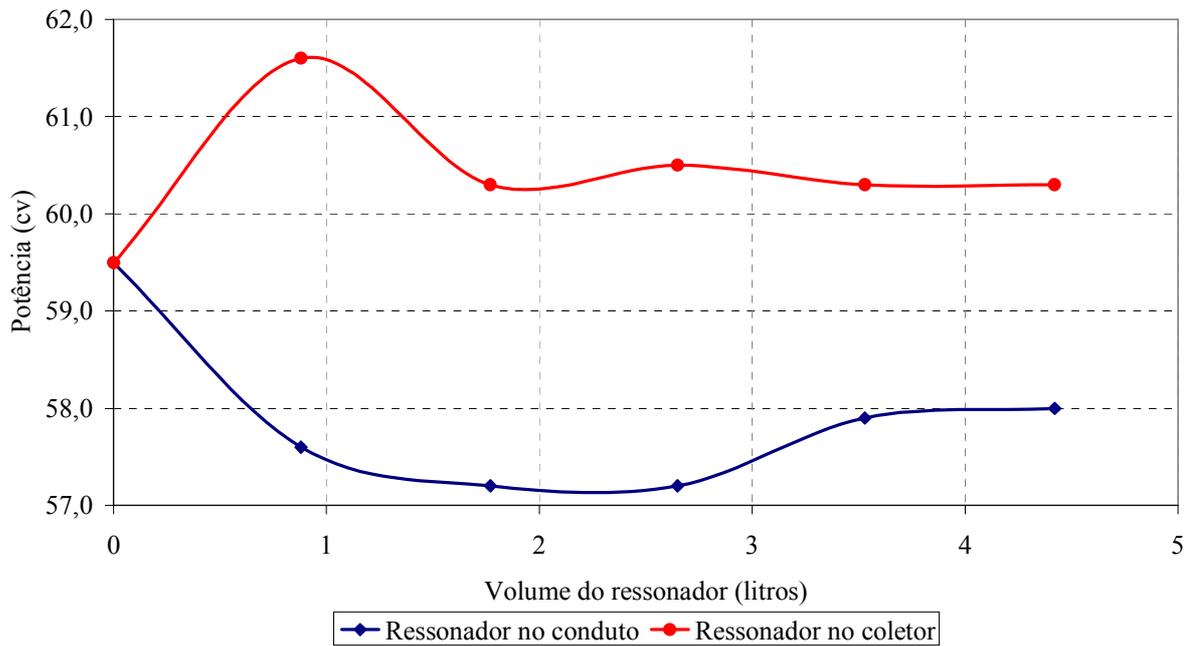


FIGURA 5.55 – Potência em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 3500 rev/min

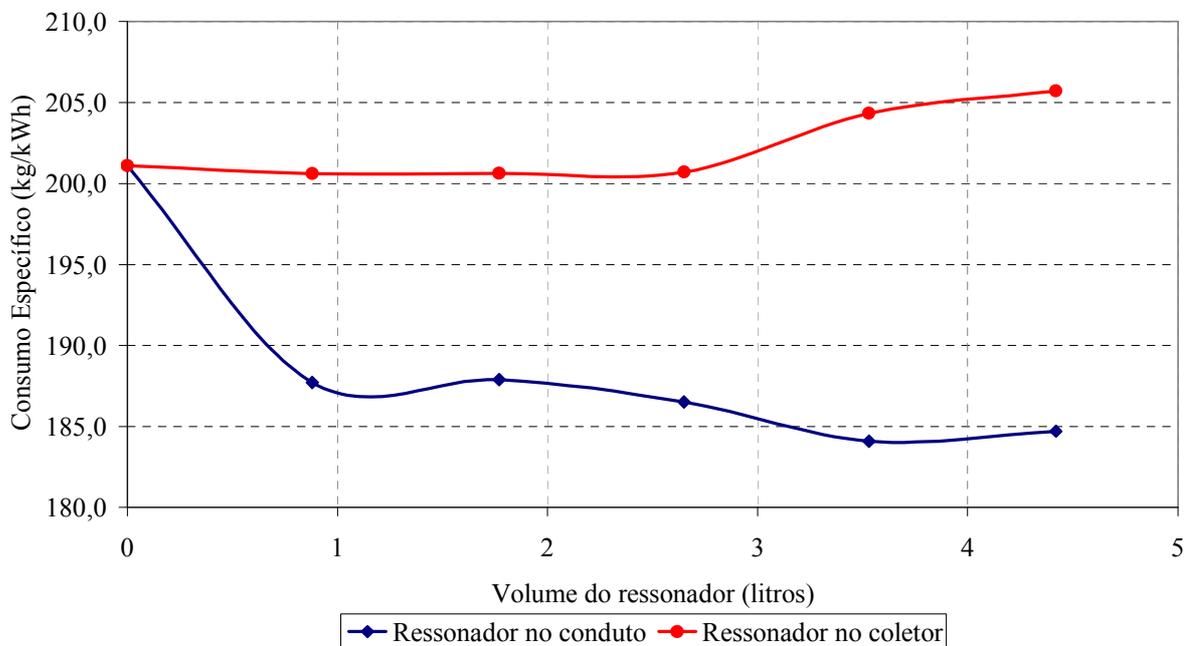


FIGURA 5.56 – Consumo específico em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 3500 rev/min

A Figura 5.57 mostra as curvas de torque em função do volume do ressonador, para as duas posições de inserção do ressonador no sistema de admissão e rotação de 5500 rev/min. O torque atinge o valor máximo de 8,57 kgfm para o ressonador posicionado no coletor de admissão com o volume 4,42 litros e o valor mínimo de 8,24 kgfm para o ressonador posicionado no conduto de admissão com o volume de 2,65 litros. O torque sem ressonador é de 8,49 kgfm. Para a rotação de 5500 rev/min foram obtidas as menores diferenças entre os valores de torque máximo e mínimo, atribuindo essa menor diferença ao não funcionamento do ressonador, pois está fora da frequência de atuação.

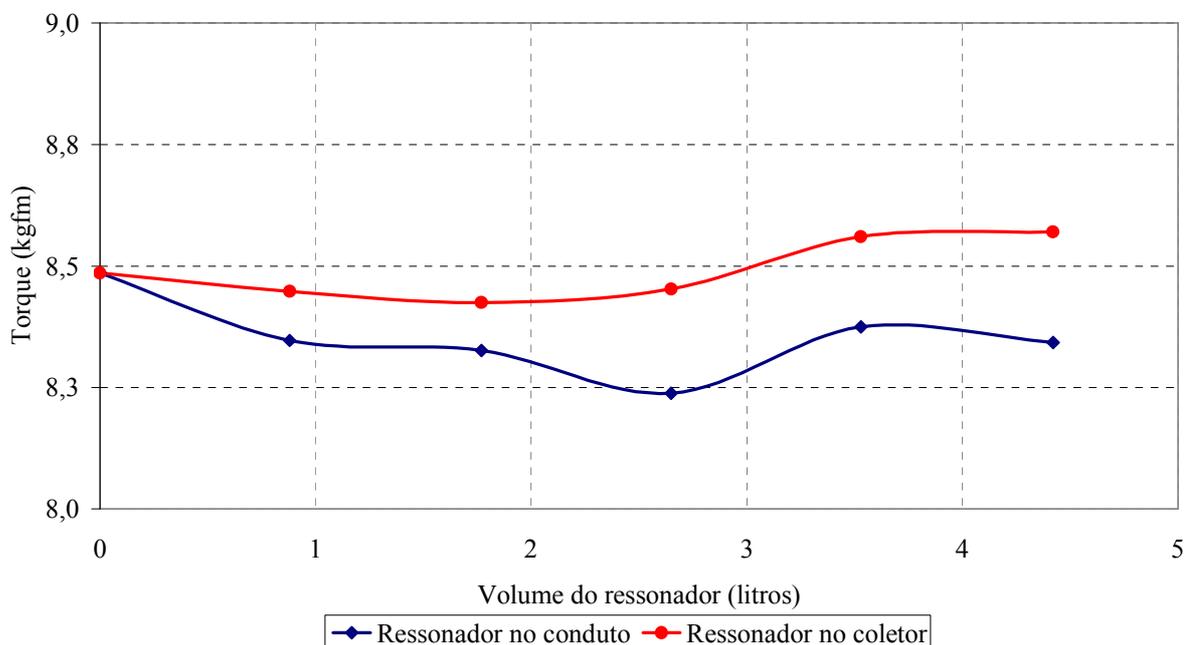


FIGURA 5.57 – Torque em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 5500 rev/min

As Figuras 5.58 e 5.59 apresentam as curvas de pressão em função do tempo, para as condições de máximo e mínimo torque mostrado na Figura 5.57, respectivamente. Ao contrário das pressões no interior do ressonador obtidas para as rotações menores, a pressão no interior do ressonador apresenta valores de depressão ao longo de todo o experimento, mostrando a não atuação e a falta de sintonia do ressonador com as frequências do sistema de admissão e válvulas de admissão para a rotação do motor de 5500 rev/min.

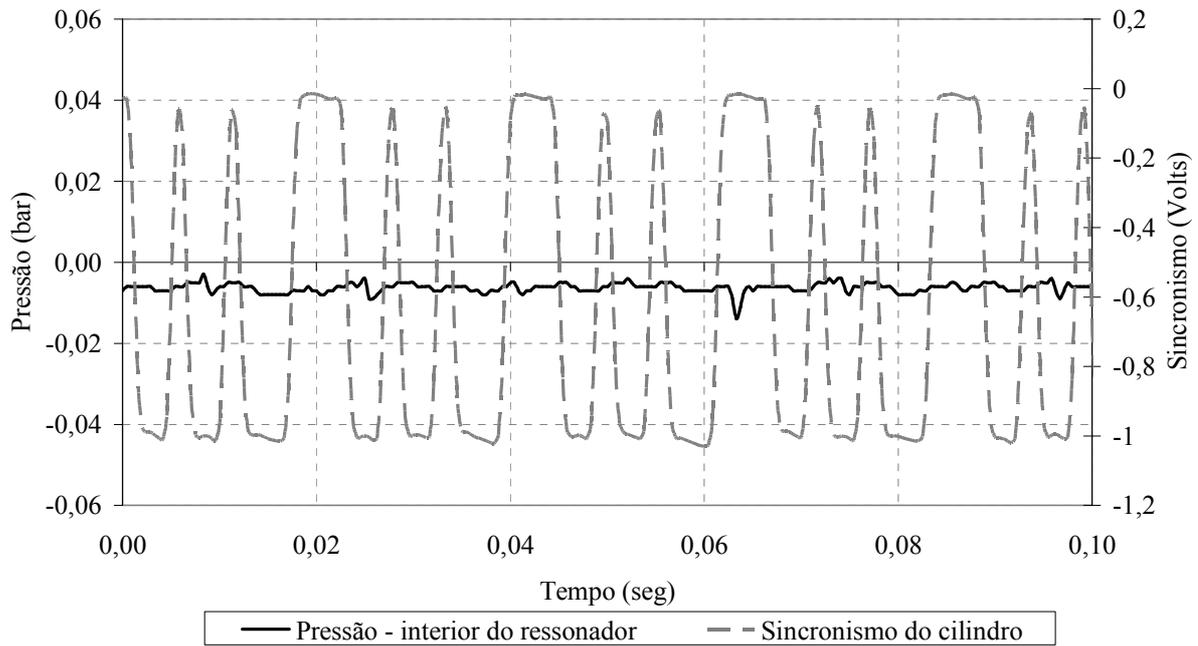


FIGURA 5.58 – Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 5500 rev/min em função do tempo – ressonador com 4,42 litros

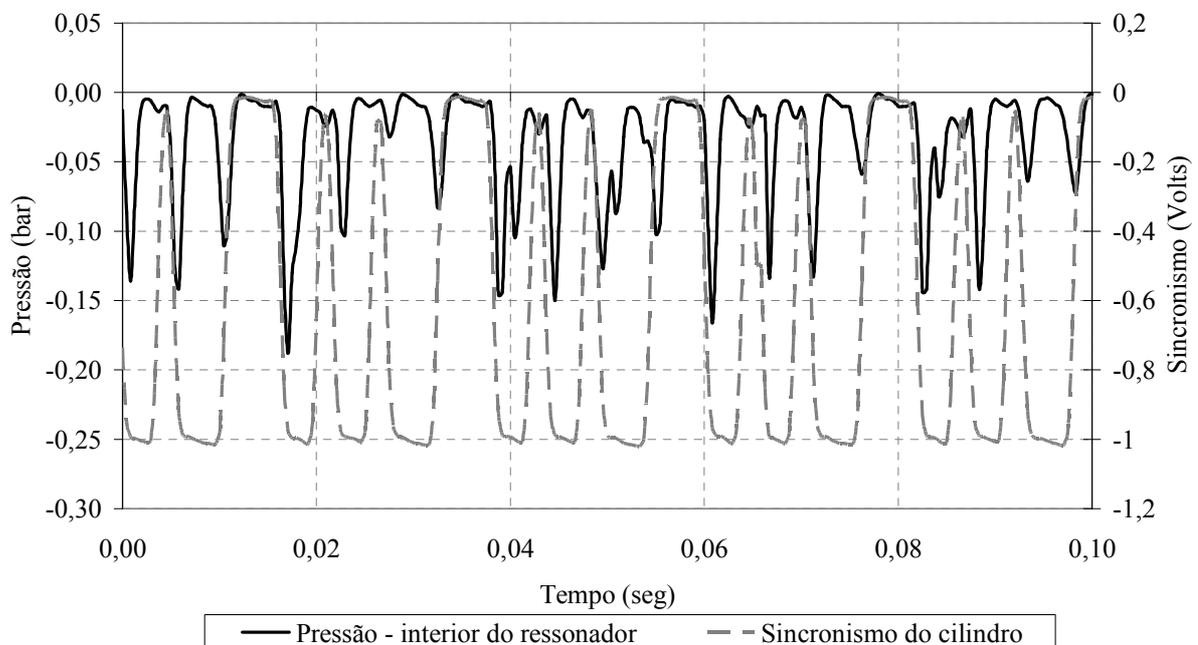


FIGURA 5.59 – Pressão no interior do ressonador para uma rotação de 5500 rev/min em função do tempo – ressonador com 2,65 litros

A Figura 5.60 apresenta o comportamento de potência em função do volume do ressonador, para as duas posições de inserção do ressonador no sistema de admissão e rotação de 5500 rev/min. A potência apresenta o menor ganho, 0,6 %, sendo essa a máxima potência desenvolvida pelo motor. O valor máximo de potência foi de 79,6 cv para a configuração do ressonador no coletor, com o volume de 3,53 litros.

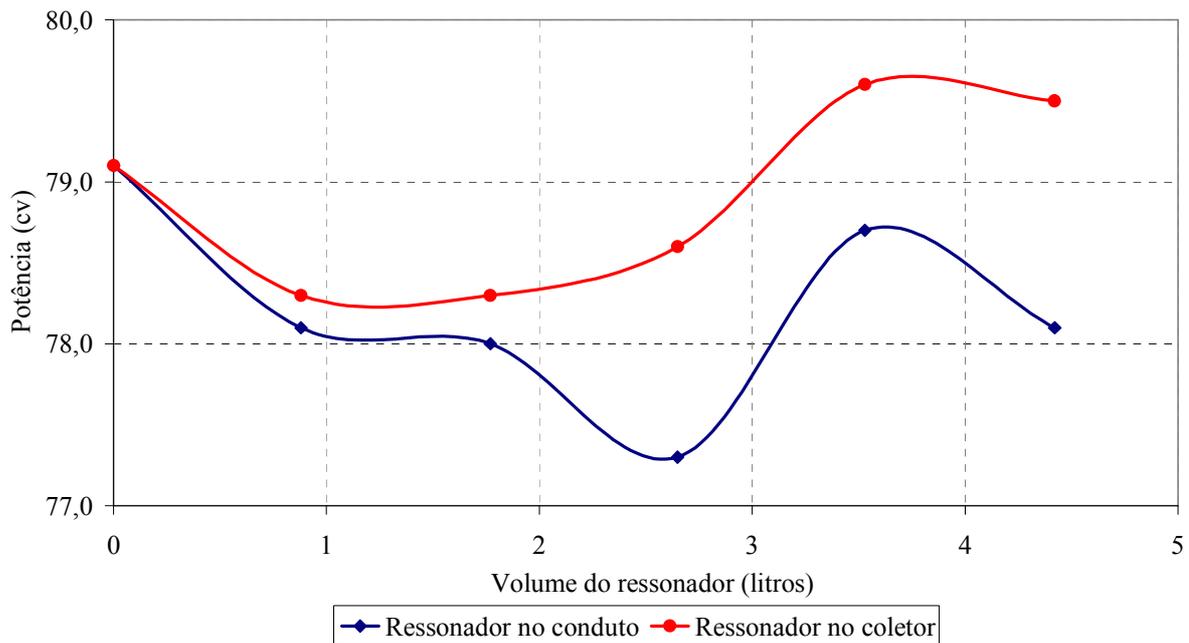


FIGURA 5.60 – Potência em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 5500 rev/min

A Figura 5.61 mostra as curvas de consumo específico em função do volume do ressonador, para as duas posições de inserção do ressonador no sistema de admissão e rotação de 5500 rev/min. O consumo específico apresenta as menores diferenças entre os valores máximo e mínimo, 241,51 g/cvh e 231,76 g/cvh, respectivamente. Esta diferença é de 4,2 %.

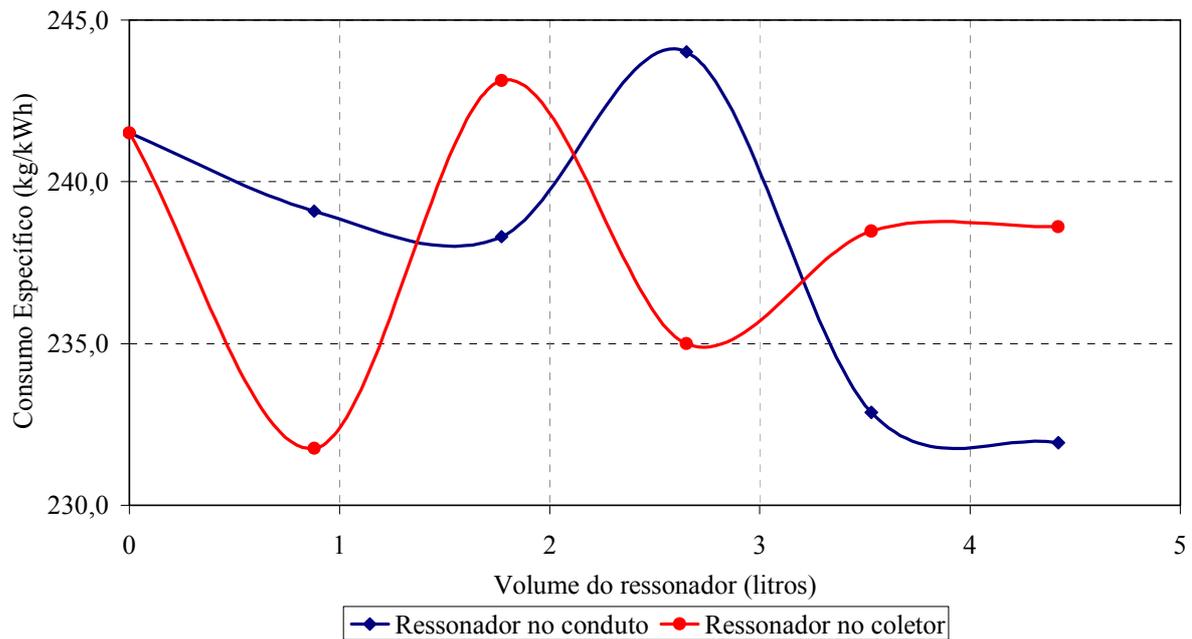


FIGURA 5.61 – Consumo específico em função do volume do ressonador para as duas configurações avaliadas para uma rotação de 5500 rev/min

Pode-se então concluir que os resultados experimentais apresentam um aumento de torque e potência, e uma redução de consumo específico, quando se atinge pressões positivas no interior do ressonador, representado pela sintonia da frequência do volume adequado do ressonador com a frequência natural do sistema de admissão e da frequência das válvulas de admissão.

5.3.4 Análise do desempenho do motor em função do volume do ressonador para toda a faixa de operação

As Figuras 5.62 a 5.64 apresentam os resultados finais simulados, com a barra de incertezas, conforme calculado no apêndice I. Os resultados foram significativos com a adoção dos volumes maximizados do ressonador de volume variável para obtenção dos resultados por meio do valor máximo de torque e potência nos testes realizados. Para o consumo específico, os valores foram obtidos por meio dos mínimos valores dos testes realizados.

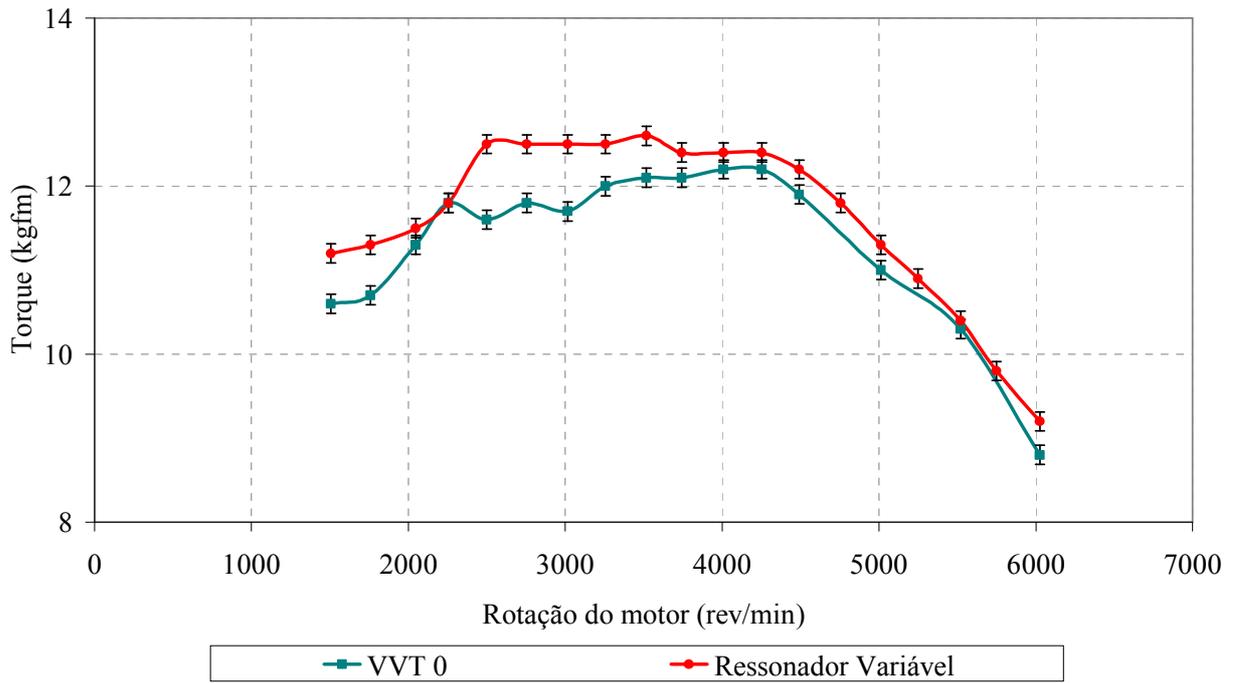


FIGURA 5.62 – Ganho em torque com a inserção do ressonador de volume variável

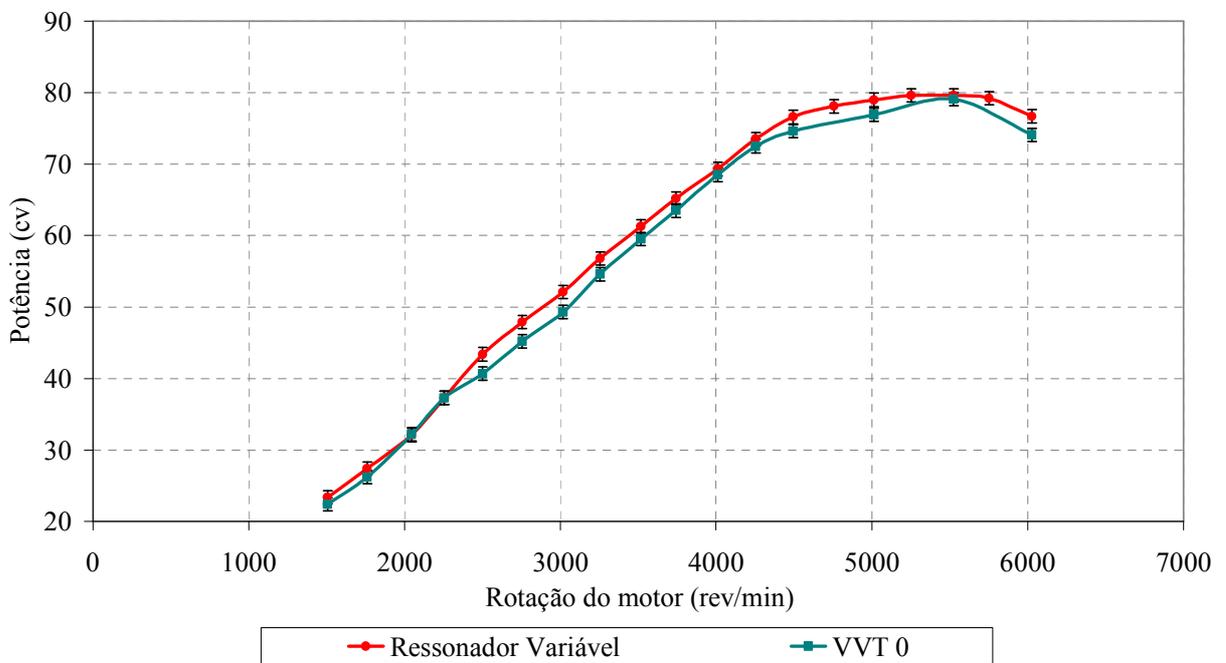


FIGURA 5.63 – Ganho em potência com a inserção do ressonador de volume variável

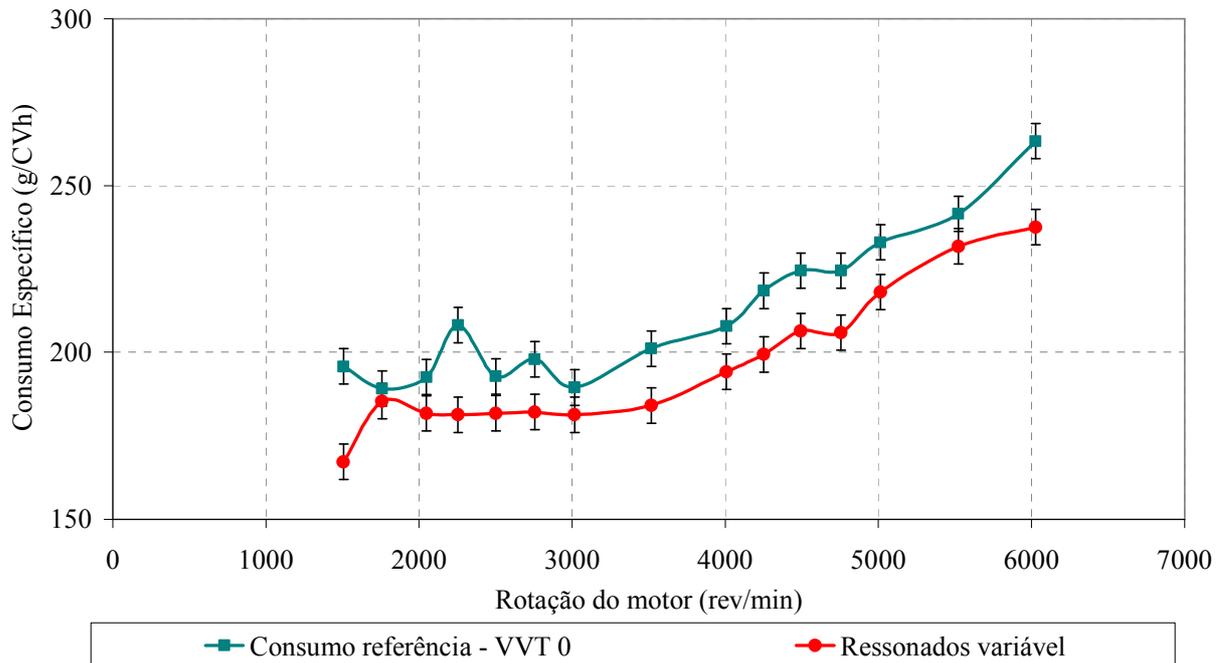


FIGURA 5.64 – Ganho em consumo específico com a inserção do ressonador de volume variável

Os testes de desempenho no dinamômetro de bancada foram realizados em condições estabilizadas. Tanto para o torque quanto para a potência, observa-se o aumento significativo dos valores para toda a faixa de operação do motor. O ganho foi real, pois os valores superam as incertezas calculadas. O consumo específico sofre uma redução significativa, e os valores obtidos também superam as incertezas calculadas. Em todos os casos que ocorreram ganhos, a pressão interna do ressonador de volume variável indica a atuação do ressonador. Os ganhos mostrados com a inserção do ressonador de volume variável, embora não tenham sido realizados com o ressonador dinâmico de palheta com controle eletrônico, foram validadas com testes estáticos e dinâmicos que indicam que a resposta do sistema atinge os objetivos propostos.

5.3.5 Considerações finais

Os resultados mostraram que os testes realizados em Banco de Fluxo proporcionam um estudo aprofundado dos fenômenos transientes ocorridos no sistema de admissão dos motores, porém, estes resultados possuem diferenças relevantes com os resultados obtidos em dinamômetro de bancada. Para reduzir ou eliminar essas diferenças, uma abordagem seria

reproduzir a pressão no interior do cilindro do motor sem a utilização do plenum do Banco de Fluxo.

Os parâmetros de desempenho do motor e comportamento das ondas de pressão geradas ao longo do sistema de admissão, devido ao movimento das válvulas e pistões foram avaliados para várias condições e regimes de rotação do motor. A análise destes parâmetros foi realizada em bancada de fluxo e dinamômetro de bancada.

Os resultados mostram que é possível aumentar o rendimento volumétrico nos motores através da inserção do ressonador de volume variável no sistema de admissão. Por meio dos resultados obtidos foi possível definir uma metodologia de dimensionamento de ressonador, que possibilite o aumento de torque e potência e uma redução de consumo específico dos motores. O projeto do ressonador de volume variável de palheta funciona de acordo com o volume maximizado pelos testes no dinamômetro de bancada. Isso possibilita validar o controle eletrônico do ressonador variável. Controle este definido para sintonizar a frequência requerida pelo sistema com o volume solicitado do ressonador para resposta da onda de pressão.

Combinações específicas dos parâmetros de projeto do sistema de admissão no motor, partindo das válvulas de admissão, eixo comando de válvulas, coletores, borboleta de carga do motor, condutos e elemento filtrante, podem ter um compromisso para que em conjunto com o ressonador de volume variável maximizem a eficiência volumétrica do motor. Contudo sugestões para trabalhos futuros são apresentadas no capítulo 7.

6. CONCLUSÕES

As conclusões deste trabalho referem-se ao desenvolvimento e construção do ressonador de volume variável, às metodologias desenvolvidas e aos resultados dos testes experimentais no Banco de Fluxo e no dinamômetro de bancada. Conclusões importantes também são apresentadas para o controle eletrônico do ressonador de volume variável.

- A metodologia de melhoria da eficiência volumétrica é de grande utilidade para avaliar o comportamento de dispositivos e estratégias utilizadas para melhorar o desempenho e reduzir o consumo de combustível nos motores.
- O ressonador proposto nesse trabalho foi desenvolvido e construído com a concepção de palhetas, fixas e móveis controladas eletronicamente, mais favoráveis a dinâmica requisitada pelo motor de combustão interna.
- Os resultados no banco de fluxo mostraram-se efetivo para dimensionar e posicionar o ressonador para aumentar a massa de ar admitida em toda a faixa de rotação do motor. A maior eficiência do ressonador se dá quando colocado o mais próximo possível da válvula de admissão e o volume sintonizado com a frequência de ressonância, mas, de uma forma geral, acarretam ganhos de massa de ar.
- O sistema de redução mecânica, para o acionamento da palheta móvel através do motor de corrente contínua, foi implementado para um melhor ajuste do ângulo entre as palhetas.
- O sistema de controle desenvolvido conseguiu atender os tempos de resposta do motor, sendo o tempo da variação do volume do ressonado inferior ao da variação da rotação em função da carga do motor.
- O ressonador de volume variável com o sistema de controle eletrônico dinâmico permite atender os parâmetros estabelecidos, vazão e pressão no sistema de admissão, possibilitando a melhoria de eficiência do motor e, conseqüentemente o ganho de torque e potência.

CONCLUSÕES

- A variação do volume do ressonador e a posição no sistema de admissão afetam a forma das ondas de pressão no conduto e no ressonador, e a curva de vazão mássica de ar em função da rotação do motor.
- Resultados de vazão mássica de ar no banco de fluxo mostram que a forma geométrica da cavidade do ressonador não interfere nas respostas para um mesmo volume, sendo mantidos as demais características, diâmetro e comprimento do pescoço.
- Resultados dos testes de desempenho no dinamômetro de bancada, em condições estabilizadas com a inserção do ressonador de volume variável, mostram um aumento significativo para o torque e para a potência para toda a faixa de operação do motor.
- O consumo específico de combustível sofre uma redução significativa, nos testes no dinamômetro de bancada, em condições estabilizadas com a inserção do ressonador de volume variável, para toda a faixa de operação do motor.
- A pressão no interior do ressonador mostra a atuação e a sintonia do ressonador com as frequências do sistema de admissão e válvulas de admissão para toda a faixa de rotação do motor.
- Resultados experimentais apresentam um aumento de torque e potência, e uma redução de consumo específico, quando se atinge pressões positivas no interior do ressonador, representado pela sintonia da frequência do volume adequado do ressonador com a frequência natural do sistema.
- O presente trabalho apresenta um banco de dados experimentais para ser utilizado em validação de modelos de escoamento em coletores de admissão na indústria automotiva em geral, possibilitando melhora da eficiência volumétrica e redução no consumo de combustível.

CONCLUSÕES

- A metodologia para identificação das influências e das frequências de cada componente do sistema de admissão permite analisar o sistema completo de admissão;
- Uma correlação entre os dados obtidos em bancada de fluxo e dinamômetro de bancada não foi conclusiva pois os fenômenos que ocorrem no banco de fluxo são diferentes daqueles observados no motor, mesmo trabalhando com os movimentos alternativos das válvulas de admissão e do pistão, o comportamento transiente do escoamento de ar nos condutos de admissão é diferente, assim como os níveis de temperatura e pressão.
- Os resultados obtidos mostram a viabilidade da utilização de um ressonador eletrônico que permita para cada rotação do motor, ajustar a sintonia com as ondas de pressão no sistema de admissão, de forma a obter ganhos em desempenho para regimes de plena carga e ao longo de toda a faixa de rotação do motor.
- As alternativas para a utilização de um ressonador eletrônico como um componente de melhoramento de eficiência em motores não se esgotam com a investigação realizada. Outras técnicas e tecnologias podem ampliar os ganhos potenciais do ressonador eletrônico.

7. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Estudo de viabilidade econômica para implementação de ressonadores de volume variável em motores de combustão interna aplicado sobre o veículo.
- Análise experimental do ressonador de palheta com controle eletrônico aplicado sobre o veículo em dinamômetro de rolos.
- Estudo de um sistema de controle da massa de ar induzida no motor por meio de um sistema de borboleta convencional e um pelo controle da abertura das válvulas de admissão sem borboleta.
- Estudo experimental da dinâmica de um sistema de admissão com a presença de compressores;
- Comparativo dos fenômenos transientes de pressão em motores naturalmente aspirados e turbo alimentado com compressores;
- Estudo numérico pelos métodos das características e considerando técnicas de fluidodinâmica computacional do escoamento em condutos de admissão com e sem a presença de ressonadores.
- Estudo experimental em dinamômetro dinâmico com o ressonador variável, avaliando a variação das emissões de gases de descarga.
- Projeto de um coletor de admissão com ressonador variável integrado.
- Projeto e desenvolvimento do circuito impresso para o DSP, a ponte H (on-chip) e os circuitos dos filtros para condicionamento dos sinais dos sensores utilizados.

- Implementação de um controlador PID para o controle do ressonador de volume variável para eliminar o erro em regime estacionário.
- Integração do controle do ressonador ao sistema de injeção, ambos controlados via DSP.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT, “**Apresentação de Desempenho de Motores ACI (Alternativos de Combustão Interna)**”, NBR 5477, 1982.

ABNT, “**Veículos Rodoviários – Código de Ensaio de Motores – Potência Líquida Efetiva**”, NBR ISO 1585, 1996.

ABDULNOUR, B.S., “**Hot-Wire Velocity Measurements of Defroster and Windshield Flow**”. SAE Paper, N° 970109, 1997.

ASHHAB M.S., STEFANOPOULOU A.G., COOK J.A., LEVIN M., “**Camless Engine Control for a Robust Unthrottled Operation**”, SAE Internacional, 1998.

ANDRIESSE, D.C., CARPEGNA, G., “**Tool for performance optimization spark ignition engines – Strumenti per l’ottimizzazione delle prestazioni di motori ad iniezione multivalvola**”, Automobili e Motori High – Tech, 2° Convegno Internazionale, 2nd International Conference, maggio 1996.

ARCOUMANIS C., VAFIDIS C., WHITELAW, J.H., “**Valve and in-cylinder flow generated by helical port in a production diesel engine**”. J. Fluids Eng., 109(4), 368-375, 1987.

BAÊTA, J. G. C., “**Metodologia experimental para a maximização do desempenho de um motor multicomcombustível turboalimentado sem prejuízo à eficiência energética global**”, Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil, 2006.

BAUER, W.D., WENISCH, J., HEYWOOD, J.B., “**Averaged and time-resolved heat transfer of steady and pulsating entry flow in intake manifold of a spark-ignition engine**”. International Journal of Heat and Fluid Flow, N° 19, pp. 1-9, 1998.

BEHHIA, M., MILTON, B.E., **“Fundamentals of fuel fil formation and motion in SI engine induction systems”**. Energy Conversion and Management, N° 42, pp. 1751-1768, 2001.

BELMABROUK, H., MICHARD, M., **“Analysis of the swirl effect on turbulent length scale in na ICE cylinder by two-point LDV”**. International Journal of Heat and Fluid Flow, N° 22, pp. 417-423, 2001.

BENAJES, J., REYES, E., GALINDO, J., PEIDRO, J., **“Predesign Model for Intake Manifolds in Internal Combustion Engines”**. SAE Paper N° 970055, 1997.

BENSON R.S., **“A comprehensive digital computer program to simulate a compression ignition engine including intake and exhaust systems”**. SAE Paper N° 710173, 1973.

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

BENSON R.S., **The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines**. Vol. II, Oxford University Press, 1986.

BENSON R.S., BARUAH P.C. , **“Some further tests on a computer program to simulate internal combustion engines”**, SAE Paper N° 730667, 1973.

BENSON R.S., BARUAH P.C. **“Some further tests on a computer program to simulate internal combustion engines”**. SAE Paper N° 710173, 1973.

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

BLAIR, G.P., DROUIN, F. M. M., **“Relationship between Discharge Coefficients and Accuracy of Engine Simulation”**, SAE Paper n. 962527, 1996.

BLAIR, G.P., LAU, H.B., CARTWRIGHT, A., RAGHUNATHAN, B.D., MACKEY, D.O., “**Coefficients of Discharge at the Apparatures of Engines**”, *Design and Emissions of Small Two and Four Stroke Engines* – SAE Paper n. 952138, 1995.

BOCCHI, G., **Motori a Quattro Tempi**, Ulrico Hoepli Editore Milano, 1988.

BORETTI, A.A., CANTORI, G., “**Computational Methods for the Fluid Dynamic Optimization of High Performance Engines, Automobili e Motoi High**” – Tech, 2° Convngno Internazionale, 2nd International Conference, maggio 1996.

BRADS M.C., “**Helmholtz tuned indiction system for turbocharged diesel engine**”, SAE Paper N° 790069, 1979.

CHEHROUDI, B., SCHUH, D., “**Intake-Port Flow Behavior in a Motored and Fired Two-stroke Research Engine**”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, N° 10, pp. 86-100.

CHEN, K., LIU, Y., “**A physical insight of the active control on sound source in a pipe**”, *Applied Acoustics* 61, 133-148, 2000.

CHIAVOLA, O., “**Multi-Dimensional CFD-Transmission Matrix Modelling of IC Engine Intake and Exhaust systems**”. *Journal of Sound and Vibration*, N° 256(6), pp. 835-848, 2002.

CUNHA, S. B. HEDRICK, J. K., PISANO, A. P., 2000, “**Variable Valve Timing By Means of a Hydraulic Actuation**”, *Variable Valve Actuation 2000 – SAE*, 2000-01-1220, pág. 1-17.

CRUZ, P. T. A., VIANNA, J. N. S., FERREIRA, R. V., “**Estudo do escoamento em uma bancada de simulação de coletores de admissão**”, *Seminário de Tecnologia de Motores, Combustíveis e Emissões, PUC Minas, Belo Horizonte*, 2005.

DEAR, T., INGARD, K.U., SCHUCHARDT, M.E., **“An air induction system for a four-cylinder engine: design, noise control and engine efficiency”**, SAE Paper N° 931317, 1993.

D’ERRIC, G., ONORATI, A., FERRARI, G., **“An integrated 1D-2D Fluid Dynamic Model for the Simulation of Wave Action in I.C. Engine Manifolds”**. Fluid Dynamics Reactive Flows and Combustion, Milano – Italy, N° 32, pp. 103-111, 2000.

DIMOPOULOS, P., BOULOCHOS, K., **“Turbulent Flow Field Characteristics in a Motored Reciprocating Engine”**. SAE Paper, N° 972833, 1997.

DOEBELIN, E.O., **Measurement Systems: Application and Design**. McGraw Hill Publishing Co, 4ª edição, 1990.

DOHMEN, H.P., FEHL, G., **“Dynamic and Transient Engine Testing Application, System Requirements and Modular Structures”**. SAE Paper, N° 982958, 1998.

DORIA, A., **“A Simple Method for the Analysis of Deep Cavity and Long Neck Acoustic Resonators”**, Journal of Sound and vibration (2000) 232(4), 823-833, 2000.

DORF, R.C., BISHOP, R.H., **Sistemas de controle modernos**. 8ª edição, LTC, Rio de Janeiro, 2001.

DRESNER, T. L., BARKAN, P., **“The Application of a Two Input Cam-Actuated Mechanism to Variable Valve Timing”**, SAE Paper n. 890676, 1989.

EDMINISTER J.A., **Circuitos Elétricos**. McGraw Hill, pp 337 – 349 , 1981

EHLEN, M.A., **“Economic Impacts of Flow-Control Machining Technologies: Early Applications in the Automobile Industry”**. U.S. Department of Commerce Technology Administration, NISTIR 6373, pp.1-60, 1999.

ENDO, M., FUTAGAMI, Y., IWAMOTO, J., **“Relation between the flow pattern downstream of duct and the noise”**. JSAE Review, N° 21, pp. 125-132, 2000.

FIGLIOLA, R.S., BEASLEY, D.E., **Theory and Design for Mechanical Measurements**, John Wiley & Sons, 1991.

FLECK, R., CARTWRIGHT, A., **“Coefficients of Discharge in High Performance Two-Stroke Engines”**, SAE, Paper n. 962534, 1996.

FUJIMOTO, H., NAKAGAWA, T., KUDO, H., WAKISAKA, T., SHIMAMOTO, Y., **“A study on the formation of vertical vortex in the cylinder of an I.C. engine using CFD: Effect of intake valve closing timing”**. JSAE Review, N° 16, pp. 349-355, 1995.

FUKUTANI, I., WATANABE, E., **“Air Flow through Poppet Inlet Valve – Analysis of Static and Dynamic Flow Coefficients”**. SAE Paper, N° 820154, 1982.

FULFORD, J.M., **“Effects of pulsating Flow on Current Meter Performance”**. 1st International Conference on Water Resources Engineering, pp. 1-5, 1995.

GASPARETTI, M., PAONE, N., TOMASINI, E.P., **“The application of Laser Doppler measurement techniques for the simultaneous study of intake flow and valve kinematics”**, Automobili e Motori High -, 2° Convegno Internazionale, 2nd International Conference, maggio 1996.

GEROPP, D., ODENTHAL, H.J., **“Flow rate measurement in turbulent pipe flows with minimal loss of pressure using a defect-law”**. Flow Measurement and Instrumentation, N° 12, pp. 1-7, 2001.

GINDELE, J., **“The Resolved Investigation of Unsteady Flow Inside Inlet Manifolds and Characterization of Inlet Flow Behavior”**, SAE Paper N° 972828, 1997.

GOERING, D.J., HUMPHREY, J.A.C., GREIF, R., **“The dual influence of curvature and bouyancy in fully developed tube flows”**. Elsevier Science Ltd, PII: S0017-9310(96)00248-7, pp.2188-2197, 1996.

GONÇALVES Jr., A.A., **Metrologia**, Parte I, Laboratório de Metrologia e Automatização, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 1999.

GRAIG, J.J., **Introduction to robotics - mechanics and control**. 3rd edition, Prentice Hall, New Jersey, 2005.

Guia para Expressão da Incerteza de Medição, “Comitê Internacional de Pesos e Medidas”, Impresso pelo Programa RH – Metrologia , 1996.

HALL, D.E., **Basic Acustics**, Harper & Row, Publishers Inc., 1987.

HANRIOT M. Sergio, **“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, 2001.

HANRIOT, S. M., VALLE, R. M., MEDEIROS, M. A. F., **“Estudo experimental dos fenômenos pulsantes em um coletor de aspiração de tubo reto de um motor de combustão interna alternativo”**, *Anais do IV Congresso Iberoamericano de Ingenieria Mecânica*, Santiago do Chile, Cidim 1999.

HARA, S., HIDAKA, A., TOMISWA, M., NAKAMURA, N., TODO, T., TAKEMURA, S., NOHARA, T., **“Application of a Variable Valve Event and Timing System to Automotive Engines”**. SAE Paper, N° 2000-01-1224, 2000.

HAYKIN, S., VEEN, B.V., **Sinais e sistemas**. Reimpressão, Bookman, Porto Alegre, 2002.

HEISLER, H., **Advanced Engine Technology**, SAE International, 1995.

HÉMON, P., SANTI, F., AMANDOLESEET, X., **“On the pressure oscillations inside a deep cavity excited by a grazing airflow”**, European Journal of Mechanics B/Fluids 23 (2004) 617- 632, 2004.

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

HIGASHIYAMA, J., IWAMOTO, J., **“Experimental study of exhaust noise generated by pulsating flow downstream of pipe end”**. JSAE Review, N° 20, pp. 73-79, 1999.

HWANG, K.S., SUNG, H.J., HYUN, J.M., **“Flow and mass transfer measurements for a flat plate of finite thickness in pulsating flow”**. Int. J. of Heat and Mass Transfer, N ° 41, pp. 2827-2836, 1998.

JANKOVIC, M., MAGNER, S.W., **“Cylinder air´charge estimation for advanced intake valve operation in variable cam timing engines”**. JSAE Review, N 22, pp. 445-452, 2001.

JAYANTI, S., HEWITT, G.F., **“Response of turbulent flow to abrupt changes in surface roughness and its relevance in horizontal annular flow”**. Appl. Math Modelling, Vol. 20, pp. 244-251, 1996.

JEONG, J.H., NO, H.C., **“Experimental Study of the Effect of Pipe Length and Pipe-End Geometry on Flooding”**. Int. J. Multiphase, Vol. 22, N° 3, pp. 499-514, 1996.

KANEKO M., MORIKAWA K., ITOH J., SAISHU Y., **“Study on Homogeneous Charge Compression Ignition Gasoline Engine”**, The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines (COMODIA 2001), July 1 a 4, Nagoya, 2001.

KANG, K.Y., BAEK, J. H., **“Turbulence characteristics of tumble flow in a four-valve engine”**. Experimental Thermal and Fluid Science, N° 18, pp. 231-243, 1998.

KANG, K.Y., REITZ, R.D., **“The effect of intake valve alignment on swirl generation in a DI diesel engine”**. Experimental Thermal and Fluid Science, N° 20, pp. 94-103, 1999.

KIM, Y.S., LEE, D.J., **“Numerical analysis of internal combustion engine intake noise with a moving piston and valve”**. Journal of Sound and Vibration, 245(5), pp. 895 – 912, 2001.

KINSLER, L.E., **Fundamentals of Acoustics**, John Wiley & Sons, 1980.

KLINE, S. J. E MCCLINTOCK, F. A., **“Describing Uncertainties in Single Sample Experiments, Mechanical Engineering”**, Vol. 75, pp. 3-8, 1953.

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.

LEONHARD, W., **Control of Electrical Drives**. 3rd edition, Springer, Berlin, 2001.

LENZ, H. P., GERINGER, B., SMETANA, G., DACHS, A., **“Initial Test Results of an Hydraulic Variable – Valve Actuation System on a Firing Engine”**, SAE, Paper n. 890678, 1989.

LIU F., HOROWITZ S., NISHIDA T., CATTAFESTA L. and SHEPLAK M., **“A Tunable Electromechanical Helmholtz Resonator”**, AIAA 2003-3145 9th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference and Exhibit 12-14 May 2003, Hilton Head, South Carolina, 2003.

LYUBIMOV, D., CHEREPANOV, A., YUBIMOVA, T., **“Behavior of a drop (bubble in a non-uniform pulsating flow)”**. Elsevier Science Ltd, PII: S0273-117(01)00669-X, Vol. 29, N°4, pp.667-672, 2002.

Manual do Conversor de Frequência CFW-05, Weg Automação Ltda, 1997.

MARVIN, C.F., “**Combustion time in the engine cylinder and its effect on engine performance**”. Report N° 276, National Advisory Committee for Aeronautics, pp.391-406.

MONGEAU, L., BEZEMEK, J., DANFORTH, R., “**Pressure fluctuations in a Flow-Excited Door Gap Cavity Model**”. SAE Paper N° 971923, 1997.

MONKEWITZ, P.A., AND NGUYEN-VO, N., “**The response of Helmholtz resonators to external excitation. Part 1. Single resonators**”. Journal Fluid Mech, Vol. 151, pp. 477-497, 1985.

MORAES, P. S. M.; PEREIRA, L.V. M.; HANRIOT, S. M. “**Análise da Influência de uma Junção em Conduitos de Admissão**”. In: III Congresso nacional de Engenharia Mecânica, 2004, Belém. III Congresso nacional de Engenharia Mecânica, 2004. v. 1. p. 1-10.

MOHAN, N., UNDELAND, T. M., ROBBINS, W. P., **Power electronics: converters, applications, and design**. 3rd edition, John Wiley & Sons, New York, 2003.

MOREL, T., SILVESTRI, J. J., COSTELLO M., “**Study of Intake System Wave Dynamics and Acoustics by Simulation and Experiment**”, SAE Paper N° 940206, 1994.

MORSE, P.H., BODEN, R.H. e SCHECTER, H., “**Acoustic vibrations and internal combustion engine performance**”, Journal of applied Physics, Vol. 9, January, 1938.

NAGUNO, S., HARA, S., “**Study of fuel economy improvement through control of intake valve closing timing: cause of combustion deterioration and improvement**”. JSAE Review, N° 16, pp.13-19, 1995.

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

NOWAKOWSKI J., SOBIESZCZANSKI M., “**Inlet System Choice of Spark Ignition Engine Based on Numerical Analysis of Filling a Cylinder**”, 1999.

OBERT, E. F., 1971, **Motores de Combustão Interna**, Rio Grande do Sul, Brasil, Editora Globo.

OHATA, A., e ISHIDA, Y., “**Dynamic inlet pressure and volumetric efficiency of four-cycle cylinder engine**”, SAE Paper N° 820407, 1982.

OGATA, K., **Engenharia de controle moderno**, Prentice-Hall, 1997.

OLIVEIRA C. R., “**Active Noise Control Applied in Automotive Vehicles**”, SAE Paper, N° 982889, 1998.

OLIVEIRA, J.C. , **Controle de velocidade de Motor de corrente contínua alimentado por conversor reversível C.A./C.C.** - Dissertação de Mestrado, Escola de Engenharia, Belo Horizonte, UFMG, 1980.

OSHKAI, P., Geveci, M., Rockwell, D., Pollack, M., “**Imaging of acoustically coupled oscillations due to flowpast a shallow cavity: effect of cavity length scale**”, Journal of Fluids and Structures 20 (2005) 277–308, JFS 20/2005.

PAFFRATH H., ALEX, M. and HUMMEL K., “**Technology for Future Air Intake Systems**”, International Congress and Exposition Detroit, Michigan March 1-4, 1999.

PANTON, R.L., MILLER, J. M., “**Resonant frequencies of cylinder Helmholtz resonators**”, J. Acoust. Soc. AM., Vol. 57, N° 6, pp. 1533 – 1535, Part II, June 1975.

PAYRI, F., DESANTES, J.M., and TORREGROSA, A.J., “**Acoustic boundary condition for unsteady one-dimensional flow calculations**”, Journal of Sound and Vibration, Vol., 188(1), pp. 85, 1995.

PEARSON R. J., WINTERBONE, D. E. “**A Rapid Wave Action Simulation Technique for Intake Manifold Design**”, International Congress and Exposition Detroit, Michigan February 26 – March 2, 1990.

PEARSON R. J., BASSETT, M. D., BATTEN P. and WINTERBONE D. E., **“Multi-Dimensional Wave Propagation in Pipe Junctions”**, International Congress and Exposition Detroit, Michigan March 1-4, 1999.

PEREIRA, L. V. M., **“Análise Experimental da Defasagem de Abertura das Válvulas de Admissão em Motores de Combustão Interna”**, Dissertação de Mestrado, Instituto Politécnico da Universidade Católica, Belo Horizonte, MG, Brasil, 2004.

PEREIRA, L. V. M., PINTO, A. A., HANRIOT, S. M., SODRÉ, J. R., RODRIGUES, E. C., **“Analysis of the Fluid Flow in Two Intake Pipes with a Junction”**. In: COBEM 2003 - 17th International Congress of Mechanical Engineering, 2003, São Paulo. Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering. Rio de Janeiro: ABCM, 2003. v. 1. p. 1-9.

PEREIRA, L. V. M, PIRES, L. B. M., PINTO, A.A., HANRIOT, S. M., SODRÉ, J. R., **“Effects of Intake Valves Phase Shift on Engine Air Charge”**. In: SAE. (Org.). New Powertrain Systems and Components (SP-1902). Warrendale, PA, USA, 2004, v. , p. 1-8.

PEREIRA, L.V.M, Valle, R. M., HANRIOT, S. M., **“Influência de um Ressonador de Volume Variável no Desempenho de um Motor de Combustão Interna”**, 8º Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica, CIBIM8-0714- 2007.

PEREIRA, L.V.M, Valle, R. M, HANRIOT, S. M., GUIMARÃES, L. M., **“Influência de um Ressonador de Volume Variável no Desempenho de um Motor de Combustão Interna”**, V Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, CON08-0360 - 2007.

PETER, B., GOSMAN, A.D., **“Numerical simulation of unsteady flow in engine intake manifolds”**, SAE Paper N° 930609, 1993.

PIERRIK, R.J. e BURKHARD, J. F., **“Design and Development of a Mechanical Variable Valve Actuation System”**, *Variable Valve Actuation 2000 – SAE*, 2000-01-1221, pág. 19-26, 2000.

PINTO F. A. N. C., PACHECO W. S., **“Sound Quality of Exhaust Pipes Through Semi-Active Noise Control”**, XV Congresso e Exposição Internacional da Tecnologia da Mobilidade São Paulo, Brasil, Paper SAE Brasil n. 2006-01-2575, 2006.

PIRES, L. B. M. , PEREIRA, L. V. M., GUIMARAES, L. M., HANRIOT, S. M., **“Efeitos da Defasagem de Abertura das Válvulas de Admissão na Eficiência Volumétrica de Motores”**. In: CIBEM6 - VI Congresso Iberoamericano de Engenharia Mecânica, 2003.

POLONI, M., WINTERBONE, D.E., and NICHOLS, J.R., **“Calculation of pressure and temperature discontinuity in pipe by the method of characteristics and the two-step differential Lax-Wendroff method”**. ASME Conference, Boston, 13th-18th December 1987. FED-Vol., 62, pp. 1-7, 1987.

POLONI, M., WINTERBONE, D.E., and NICHOLS, J.R., **“Comparision of unsteady flow calculations in a pipe by the method of characateristics and the two-step differential Lax Wendroff method”**. Intl.Inl. of Mechanical Sciences, Vol. 29, N5, pp. 367 – 378, 1987.

PORGES, G., **Applied Acoustics**. Edward Arnold, 1977.

RODRÍGUEZ, A. J. D., **“Estudo Experimental da Influência do Movimento das Válvulas e dos Pistões no Escoamento de Ar dos Condutos de Admissão de Motores a Combustão Interna”**, Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil, 2006.

ROSELLÓ, M.D., SERRANO, J.R., MARGOT, X., and ARNAU, J.M., **“Analytic Numerical Approach to Flow Calculation in intake and Exhaust Systems of Internal Combustion Engines”**. Mathematical and Computer Modelling, N° 36, pp. 33-45, 2002.

SCHIRM, Eduardo, **“Aceleração do Motor através da Variação do Ângulo de Abertura da Válvula de Admissão”**, Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, UFMG, Belo Horizonte, MG, Brasil, 2003.

SCHLICHTING, H., **Boundary layer theory**, 6th Edition, Ms. Graw-Hill, 1968.

SCHUCHARDT, M.E., DEAR, T., INGARD, K.U., “**An air induction system for a four-cylinder engine: design, noise control and engine efficiency**”, SAE Paper N° 931317, 1993.

SEIXAS, P.F., MENDES, M.A.S., “**Aritmética de Ponto Fixo**”. Transparências da disciplina Técnicas de Comando e Instrumentação em Eletrônica de potência, UFMG, 2005.

SELAMET, A., “**Averaged and time-resolved heat transfer of steady and pulsating entry flow in intake manifold of a spark-ignition engine**”, Journal of Heat and Fluid Flow, N° 19, pp. 1-9, 1995.

SELAMET, A., KOTHAMASU, V., NOVAK, J.M., “**Insertion loss of a Helmholtz resonator in the intake system of internal combustion engines: an experimental and computational investigation**”. Applied Acoustics, N° 62, pp. 381-409, 2001.

SELAMET, A., RADAVIDICH, M., “**Helmholtz resonator: A multidimensional analytical, computational, and experimental study**”, SAE Paper N° 951263, 1995.

SEN, P.C., **Thyristor DC Drives**, Krieger Publishing Company, Malabar, 1991.

SEYBERT, A.F., SOENARKO, B., RIZZO, F.J., SHIPPY, D.J., “**An advanced computational method for radiation and scattering of acoustic waves in three dimensions**”. J. Acoustic. Soc. Am, N° 77, pp. 362-368, 1985.

SHEN, F.Z., BACKER, G., SIMON S., “**Exhaust tips Design Analysis**”. SAE Paper, N° 971518, 1997.

SHER, E., BAR-KOHANY, T., “**Optimization of variable valve timing for maximizing performance of an unthrottled SI engine a theoretical study**”. Energy, N° 27, pp. 757-775, 2002.

SCHUCHARDT, M.E., DEAR, T., INGARD, K.U., **“An air induction system for a four-cylinder engine: design, noise control and engine efficiency”**, SAE Paper N° 931317, 1993.

SIQUEIRA, C. R., KESSLER M. P., ARAÚJO, L. A.R., RODRIGUES, E. C. **“Three-dimensional Transient Simulation of an Intake Manifold using CFD Techniques”**. SAE Brasil Paper N° 2006-01-2633, 2006”.

SOARES, S.M.C., **“Efeitos da Temperatura, Pressão e Umidade do Ar Atmosférico no Desempenho de um Automóvel”**, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PUC Minas, Belo Horizonte, MG, Brasil, 2000.

SODRÉ, J.R., HANRIOT, S.M., PEREIRA, L.V.M., PIRES, Luciana B.M., PINTO, A.A., **“Efeitos da Defasagem de Abertura das Válvulas de Admissão na Carga de Ar Induzida em um Motor de Combustão Interna”**. In: SAE Brasil 2004 - XIII International Mobility Technology Conference and Exhibit, 2004, São Paulo. SAE Technical Paper Series. Warrendale, PA : Society of Automotive Engineers, Inc., 2004. p. 1-11.

STEGGEL, N., ROCKLIFF, N., **“Simulation of the effects of body shape on lock-in characteristics in pulsating flow by the discrete vortex method”**, Journal Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, N° 69-71, pp. 317-329, 1997.

SUN, R., GLEASON, M., RAHMAN, S., and PARAMESWARAN, S., **“Can the $k - \epsilon$ Model Withstand the Challenges Posed by Complex Industrial Flows”**. SAE Paper, N° 971516, 1997.

TEXAS INSTRUMENTS - TI : **TMS320C2x/C2xx/C5x Optimizing C Compiler User's Guide** - SPRU024E, 1999.

TEXAS INSTRUMENTS - TI : **TMS320LF/LC240xA DSP Controllers – Reference Guide - System and Peripherals** - SPRU357B, 2001.

TEXAS INSTRUMENTS - TI : **TMS320LF/LC240xA DSP Controllers – Reference Guide - CPU and Instruction Set** - SPRU160C, 1999.

THOMAS, A.M., NARAYANAN, R., “**A comparison between the enhanced mass transfer in boundary and pressure driven oscillatory flow**”. *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Nº 45, pp. 4052-4062, 2002.

TIPPELMANN, G., “**Anew method of investigation of swirl ports**”, SAE Paper Nº 770404, 1977.

THEDE, L., **Practical Analog And Digital Filter Design**. Artech House, Inc., 2004.

TSUI, Y., CHENG, H.P., “**Tumbling flow in loop-scavenged two-stroke engines**”, *ASME Transactions*, Vol. 117, pp. 628 – 632, 1995.

URATA, Y., UMIYAMA, H., SHIMIZU, K., FUJIYOSHI, Y., SONO, H., FUKUO, K., 1993, “**A Study of Vehicle Equipped with Non-Throttling S.I. Engine with Early Intake Valve Closing Mechanism**”, *SAE*, Paper n.930820.

United State Patente, Kopper, J. S., “**Acoustical Resonance Apparatus for Increasing the Power Output of an Internal Combustion Engine**”, Patente Number 3,254,484, June. 7, 1966.

United State Patente, Fukami, N.Y., Sawada, K. T., Kinkori, O. S., “**Resonator for Internal Combustion Engines**”, Patente Number US 4,546,733, Oct. 15, 1985.

United State Patente, Marks, P. C., Katra, T. S., “**Multiple Frequency Helmholtz Resonator**”, Patente Number US 7,055,484 B2, Jun. 6, 2006.

VACULIK R., “**Air Management Flap with Integrated Electrical Actuator**”, SAE 2001 World Congress Detroit, Michigan March 5-8, 2001.

VAFIDIS, C., and WHITELOW, J.H., **“Intake Valve and In-cylinder Flow Development in a Reciprocating Model Engine”**, Proc. Imech, C200, 143, 1986.

VAFIDIS, C., and WHITELOW, J.H., XU, H.M., **“Conditional and Frequency Analyses of LDV Signals from a Gas-Fuelled Engine”**, Proc. 6th Int. Symp. On applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, McGraw Hill Inc, 1994.

VIJAYAN, M., JAYANTI, S., and BALAKRISHNAN, A.R., **“Effect of tube diameter on flooding”**. International Journal of Multiphase Flow, N° 27, pp. 797-816, 2001.

ZOCCOLA Jr P.J., **“Effect of opening obstructions on the flow-excited response of a Helmholtz resonator”**, Journal of Fluids and Structures 19 (2004) 1005–1025, 2004.

Van Wylen, G., Sonntag, R, Borgnakke, C., **“Fundamentos da Termodinâmica”** Edgard Blucher, Sexta Edição, 2003.

WECLAS, M., MELLING, A., and DURST, F., **“Flow separation in the inlet valve gap of piston engines”**. Elsevier Science Ltd. PII: S0360-128597-00023-3, pp165-195, 1998.

WHITE, F.M., **Fluid Mechanics**, McGraw Hill Inc, 1994.

WINTERBONE, D.E., WORTH, D., and NICHOLS, J.R., **“A comparison of synthesis and analysis models for wave action manifolds”**. Proc. Of the Imech, C372/037, 1989.

WINTERBONE, D.E., YOSHITOMI, M., **“The accuracy of calculating wave action in engine intake manifolds”**, SAE Paper N° 900677, 1990.

Anexo A

Modelo das tabelas para aquisição de dados

Banco de Fluxo (Tabela A.1) e Dinamômetro de Bancada (Tabela A.2)

TABELA A.1 – Modelo das tabelas para aquisição de dados no banco de fluxo

BANCO DE FLUXO - Convênio PUC Minas / FIAT Automóveis S.A.

Relatório de Ensaio - 1 Ciclo

Arquivo : teste 70 -2006

Descrição : Conduto de admissão reto

Solicitante: Prof. Sérgio de Moraes Hanriot / Prof. Leonardo Vinícius

Operador : Leonardo Vinícius Mendes Pereira

Registros : 755

Computador de Fluxo:

Amostragem : 00:00:00.0001

Pressão Diferencial: 23.0 mmHg

Duração : 00:00:00.0754

Pressão Absoluta : 688 mbar

T ambiente : 23.0 °C

Temperatura : 25.6 °C

T tanque : 22.8 °C

Vazão Volumétrica : 10.9 l/s

Rotação : 1592 RPM

Vazão Volum. STP : 6.2 l/s

Válvulas V1: 90°

V2: 0°

Data: 28/04/06

V3: 90°

Hora: 17:11:27

Registro	Instante	Angulo graus	RPM	V Mas g/s	P1 bar	P2 bar	P3 bar	P4 bar
1	0	0	1592	7,6	-0,074	-0,11	-0,181	-0,092
2	0,0001	0	1592	7,6	-0,074	-0,11	-0,168	-0,096
3	0,0002	0	1592	7,6	-0,074	-0,11	-0,168	-0,096
4	0,0003	0	1592	7,6	-0,03	-0,11	-0,168	-0,096
5	0,0004	0	1592	7,6	-0,03	-0,061	-0,168	-0,096
6	0,0005	0	1592	7,6	-0,03	-0,061	-0,155	-0,099
7	0,0006	0	1592	7,6	-0,03	-0,061	-0,155	-0,099
8	0,0007	0	1592	7,6	0,017	-0,061	-0,155	-0,099
9	0,0008	0	1592	7,6	0,017	-0,011	-0,155	-0,099
10	0,0009	0	1592	7,6	0,017	-0,011	-0,136	-0,101
11	0,001	0	1592	7,6	0,017	-0,011	-0,136	-0,101
12	0,0011	0	1592	7,6	0,063	-0,011	-0,136	-0,101
13	0,0012	6	1592	7,6	0,063	0,039	-0,109	-0,101
14	0,0013	6	1592	7,6	0,063	0,039	-0,109	-0,103
15	0,0014	6	1592	7,6	0,103	0,039	-0,109	-0,103
16	0,0015	6	1592	7,6	0,103	0,089	-0,109	-0,103
17	0,0016	6	1592	7,6	0,103	0,089	-0,075	-0,103
18	0,0017	6	1592	7,6	0,103	0,089	-0,075	-0,103
19	0,0018	6	1592	7,6	0,141	0,089	-0,075	-0,103
20	0,0019	12	1592	7,6	0,141	0,134	-0,075	-0,103

TABELA A.2a – Modelo das tabelas para aquisição de dados no dinamômetro de bancada

Identificação do experimento

PROJETO	SUPPORT TO FIASA
N_MOTOR	2870055
EPROM	D0708G45_FPT_6_E22
APLIC	Leonardo Guimarães da Mata
SOLICIT	Leonardo Vinícius Mendes Pereira
OPERATOR	R.BRAZ
CELA	4
T_PROVA	CURVA DE POTENCIA OTIMIZADA.
TIP_COMB	GASOLINA C
TIP_OIL	5W30
COMEND1	Configuração do ressonador no coletor.
COMEND2	Ressonador com 4,41 litros.
DATE	17/nov/07
TIME	11:35:40
PRIMARIO	55199867
INTERMED	51766538
TERMINAL	51765397
SOND_LAM	OZA 532
FILT_AR	46461484
MANGUEIR	51727082
TOM_AR	55195719

Dados do experimento

TIME	GIRO	PME	PCV ABNT	TKG ABNT	POT CV	TORQUE K	TORQUE N
hhmmss	rev/min	kgf/cm2	cv	kgfm	cv	kgfm	Nm
11:06:29	5996	7,583	76,7	9,2	69,1	8,25205	80,95264
11:08:46	5750	8,147	79,1	9,8	71,2	8,86634	86,97878
11:10:42	5496	8,57	79,5	10,4	71,6	9,32599	91,488
11:12:27	5256	8,951	79,4	10,8	71,5	9,74159	95,56503
11:14:01	5004	9,319	78,7	11,3	70,9	10,14198	99,49287
11:15:23	4748	9,731	78,0	11,8	70,2	10,59	103,88789
11:16:42	4495	10,078	76,4	12,2	68,9	10,96755	107,59167
11:18:09	4249	10,245	73,4	12,4	66,2	11,14951	109,37672
11:19:43	4013	10,246	69,3	12,4	62,5	11,15009	109,38238
11:21:07	3751	10,204	64,4	12,3	58,2	11,10483	108,93835
11:22:20	3509	10,211	60,3	12,3	54,5	11,11233	109,01193
11:23:31	3254	10,135	55,5	12,2	50,1	11,02921	108,19659
11:24:37	2996	10,188	51,3	12,3	46,4	11,08745	108,76788
11:26:16	2750	10,34	47,8	12,4	43,2	11,25288	110,3908
11:27:50	2492	10,36	43,4	12,5	39,2	11,27434	110,60124
11:29:39	2254	9,848	37,3	11,8	33,7	10,71747	105,13843
11:30:59	1995	9,1	30,5	10,9	27,6	9,90349	97,15329
11:32:22	1743	9,065	26,5	10,9	24,0	9,86556	96,78117
11:34:07	1502	9,158	23,1	11,0	20,9	9,96644	97,7708

TABELA A.2b – Modelo das tabelas para aquisição de dados no dinamômetro de bancada

Dados do experimento

TIME	GIRO	ESP CONS	EFF CONS	LAMBDA T	IGN ADV	T CATAL	T INJ	C P SCAR	P ADM HG	P ASP AG	ETASP	AIR FUEL	FAT ABNT
hhmmss	rev/min	g/CVh	kg/h	-	Graus	°C	ms	mmHg	mmHg	mmH2O	%	-	-
11:06:29	5996	247,73	17,122	0,863	25	884	9,282	210,61	-18,2	-53	0,658	11,42	1,11
11:08:46	5750	239,83	17,078	0,87	25	882	9,282	209,47	-19,2	-53	0,69	11,47	1,111
11:10:42	5496	238,61	17,082	0,848	23	868	10,27	206,18	-18,5	-52	0,715	11,19	1,11
11:12:27	5256	224,38	16,045	0,881	21	891	10,252	201,25	-16,7	-51	0,74	11,63	1,11
11:14:01	5004	218,02	15,455	0,881	19	885	10,408	192,65	-15	-49	0,759	11,63	1,111
11:15:23	4748	214,65	15,073	0,889	18	876	10,536	181	-13,8	-46	0,786	11,73	1,11
11:16:42	4495	210,32	14,483	0,892	18	868	10,806	167,95	-12,7	-42	0,807	11,78	1,11
11:18:09	4249	199,38	13,194	0,902	17	863	10,778	152,74	-11,3	-38	0,82	11,88	1,109
11:19:43	4013	207,58	12,974	0,893	16	840	10,73	135,25	-9,8	-34	0,834	11,81	1,109
11:21:07	3751	212,26	12,348	0,88	16	805	10,62	115,33	-8,1	-29	0,833	11,65	1,108
11:22:20	3509	205,72	11,203	0,891	16	792	10,404	98,79	-6,5	-25	0,814	11,79	1,107
11:23:31	3254	227,43	11,401	0,898	17	770	10,118	82,91	-4,7	-21	0,783	11,88	1,107
11:24:37	2996	214,16	9,936	0,9	17	753	10,118	71,16	-4,4	-19	0,783	11,89	1,106
11:26:16	2750	193,66	8,37	0,931	17	766	9,97	63,26	-4,8	-17	0,787	12,2	1,106
11:27:50	2492	194	7,614	0,9	14	728	10,118	56,21	-5,3	-14	0,816	11,92	1,105
11:29:39	2254	193,97	6,545	0,94	14	697	9,326	46,44	-4,6	-9	0,828	12,46	1,105
11:30:59	1995	196,77	5,429	0,95	14	696	8,794	44,01	-3	-6	0,803	12,56	1,105
11:32:22	1743	216,11	5,191	0,953	13	671	8,736	35,04	-1,9	-5	0,77	12,6	1,104
11:34:07	1502	167,19	3,496	0,948	10	639	8,926	26,41	-1,3	-3	0,782	12,52	1,104

TABELA A.2c – Modelo das tabelas para aquisição de dados no dinamômetro de bancada

Dados do experimento

TIME	GIRO	P BARO	P COMB	P OLEO	T AR ADM	T AR ASP	T B SECO	T B UMID	T E AGUA	T E OLEO	T OLEO	T S AGUA	UMID REL
hhmmss	rev/min	mBar	Bar	Bar	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%
11:06:29	5996	914,9	3,5	3,41	25	22	17	12	76	128	226	94	61,7
11:08:46	5750	915	3,5	3,42	26	23	18	12	75	127	226	93	60,5
11:10:42	5496	915	3,5	3,45	26	23	18	12	74	126	226	92	59,7
11:12:27	5256	915	3,5	3,47	25	23	18	12	74	124	227	92	59,3
11:14:01	5004	915	3,5	3,48	25	23	18	12	75	123	227	93	59
11:15:23	4748	915,1	3,5	3,47	25	23	18	12	74	122	227	93	58,9
11:16:42	4495	915,1	3,5	3,47	25	23	18	12	74	120	361	92	58,8
11:18:09	4249	915,2	3,5	3,45	25	22	18	12	73	119	284	92	58,7
11:19:43	4013	915,1	3,5	3,4	25	22	18	12	73	117	272	92	58,6
11:21:07	3751	915,1	3,51	3,33	24	22	18	12	72	115	364	91	58,5
11:22:20	3509	915,1	3,51	3,22	24	22	18	12	72	113	252	90	58,5
11:23:31	3254	915,1	3,51	3,07	24	21	18	12	72	111	236	91	58,5
11:24:37	2996	915,2	3,51	2,96	24	21	18	12	72	109	235	91	58,5
11:26:16	2750	915,2	3,51	2,75	25	21	18	12	72	107	235	92	58,6
11:27:50	2492	915,2	3,51	2,55	26	21	18	12	73	105	235	93	58,7
11:29:39	2254	915,2	3,52	2,35	26	21	18	12	73	102	235	93	58,8
11:30:59	1995	915,2	3,52	2,15	25	20	17	12	72	100	235	92	58,9
11:32:22	1743	915,2	3,52	1,93	24	20	17	12	71	96	235	91	59
11:34:07	1502	915,2	3,52	1,72	24	20	17	12	71	92	235	91	59,1

Anexo B

Modelo da tela de interface do controle eletrônico aplicado ao ressonador de palheta

TABELA B – Tela de interface do controle eletrônico do ressonador implementado

SW_Ressonador_130608_10.wot

Arquivo Parâmetros Sensores Comunicação Opções Help

Rotacao [rpm] 0 Pos_Borb [%] 0 Pressao_Ar [kPa] 12.4 PosRefMapa [°] 60.0 PosicaoMotorDC [°] 90.420
 Tensao_Bateria [V] 1.9 NU02 [] 0 Lambda [V] 0.00 TensaoMotorDC [%] 0.0 AjusteInjecao [%] 100.0
 Temp_Agua [°] 71.9 Temp_Ar [°] 6.2 NU04 [ms] 0.0 LambdaLinear [Ldb] 2.80 AjustePartFrio [%] 0.0

mapaPostressonador TabPos_x_TempAgua TabPos_x_TempAr TabPos_x_PresAr TabPos_x_TBat

	3750	4000	4250	4500	4750	5000	5250	5500	5750	6000	6250	6500
0.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
5.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
10.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
15.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
20.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
25.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
30.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
35.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
40.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
45.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
50.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
55.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
60.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
65.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
70.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
75.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
80.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
85.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
90.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
95.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0
100.0	80.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0	180.0

CtrlMotorDC

Ressonador_MAMF

EnableAjusteTabelas

DataLog

Sinal_Rotacao

NU01

CtrlMotorDC

Ressonador_MAMF

EnableAjusteTabelas

DataLog

Comunicação OK

Apêndice I

I.1 Análise de incerteza dos dados obtidos no Banco de Fluxo

A incerteza das curvas de pressão e vazão dos testes do banco de fluxo é função da incerteza de dois parâmetros: a pressão medida pelos transdutores de pressão e a vazão medida pelo medidor laminar de vazão. As incertezas foram calculadas pela metodologia de Kline e McClintock (1953).

I.1.1 Incerteza para a medição de vazão

A incerteza da medição de vazão é proveniente do medidor de vazão e do computador de fluxo. A incerteza do medidor de vazão é fornecida pelo fabricante, sendo igual a $\pm 1,15\%$ do valor final de escala (100 l/s). O computador de fluxo apresenta incerteza de medição fornecida pelo fabricante igual a $\pm 0,36\%$ do valor final de escala (200 l/s).

$$U^2_{vazão}(x_1 \pm x_2) = U^2(x_1) \pm U^2(x_2)$$

$$U_{vazão} = \sqrt{(x_1)^2 + (x_2)^2}$$

$$U_{vazão} = \sqrt{\left(\frac{1,15}{100} * 100\right)^2 + \left(\frac{0,36}{100} * 200\right)^2}$$

$$U_{vazão} = 1,3568l / s$$

I.1.2 Incerteza para a medição de pressão

Os transdutores de pressão possuem faixa de -1 a $+2$ bar, com incerteza de medição fornecida pelo fabricante igual a $\pm 0,25\%$ do valor final de escala. Associada a essa incerteza do fabricante tem-se a incerteza referente a reprodutibilidade na realização dos experimentos, sendo que cada valor está associado a média de 15 valores e o desvio padrão.

Tabela dos valores do teste de pressão para rotação de 1600 rev/min:

Leitura	Indicação
1	0,309
2	0,311
3	0,308
4	0,308
5	0,309
6	0,309
7	0,310
8	0,308
9	0,306
10	0,308
11	0,310
12	0,311
13	0,308
14	0,307
15	0,308
Média	0,310
Desvio padrão	0,0014

Análise de incerteza referente ao teste realizado:

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção	Valor bruto	Tipo de distribuição	Divisor	U	
Re	Repetitividade		0,0004	normal	1,0	0,0004	14
R	Resolução		0,0005	uniforme	1,7	0,0003	infinito
C_c	<i>Correção combinada</i>	<i>0,0000</i>					
u_c	<i>Incerteza padrão combinada</i>			<i>normal</i>		<i>0,0005</i>	<i>38</i>
$U_{95\%}$	<i>Incerteza expandida (95%)</i>			<i>normal</i>		<i>0,0009</i>	

$$U_{\text{Pressão}} = 0,0009\text{bar}$$

I.2 Análise de incerteza dos dados obtidos no dinamômetro da PUC Minas

A incerteza das curvas de torque, potência e consumo específico dos experimentos realizados no dinamômetro de bancada são provenientes da incerteza de cinco parâmetros: a força medida, a rotação do motor, o raio do dinamômetro, do medidor de vazão volumétrica e do densímetro. As incertezas foram calculadas pela metodologia de Kline e McClintock (1953).

I.2.1 Incerteza para a medição de força

Os experimentos foram realizados com um sistema pneumático de medição de força original do dinamômetro.

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção (N)	Valor bruto (N)	Tipo de distribuição	Divisor	U (N)	
R	Resolução		2,45	uniforme	1,7	1,42	infinito
C_c	Correção combinada	0,00					
u_c	Incerteza padrão combinada			normal		1,42	infinito
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%)			normal		2,83	

$$U(F) = \pm 2,83 \text{ N}$$

I.2.2 Incerteza para a medição de rotação

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção	Valor bruto	Tipo de distribuição	Divisor	n (rev/min)	
U	Incerteza do medidor		3,00	uniforme	2,0	1,50	infinito
R	Resolução		0,50	uniforme	1,7	0,29	infinito
C_c	Correção combinada	0,00					
u_c	Incerteza padrão combinada			normal		1,53	infinito
$U_{95\%}$	Incerteza expandida			normal		3,06	

$$U(n) = \pm 3,06 \text{ rev/min}$$

I.2.3 Incerteza do raio do dinamômetro

A distância entre o ponto de aplicação da força e o centro (conforme manual do dinamômetro) é 0,71619 m com uma incerteza de medição de $\pm 0,00001$ m.

$$U(R) = \pm 0,00001 \text{ m}$$

I.2.4 Incerteza para a medição de torque

A incerteza do cálculo do torque foi calculada por:

$$T = f(F, R)$$

$$T = F * R$$

$$T = 83,85 \text{ N.m}$$

$$U^2_{Torque} = \pm \left[\left(\frac{\partial T}{\partial F} \right) * U(F) \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial T}{\partial R} \right) * U(R) \right]^2$$

$$U_{Torque} = \sqrt{(R * U(F))^2 + (F * U(R))^2}$$

Como foi utilizado o padrão da norma NBR 1585. (ABNT, 1996), a incerteza total admissível não pode ser maior que $\pm 1\%$ em todas as regiões de forças nas quais foi realizado o experimento. Portanto se calculada a incerteza do torque a partir do ponto de maior força, 117,09 N para a rotação 5754 rev/min, valor medido para teste com o sistema de admissão referência sem ressonador.

$$U_{Torque} = \sqrt{(0,71619 * 2,83)^2 + (117,09 * 0,00001)^2}$$

$$U_{Torque} = \pm 2,027 N.m$$

I.2.5 Incerteza para a medição de potência

A incerteza associada à potência foi a incerteza calculada para o torque efetivo combinada com a incerteza associada ao tacômetro e com a incerteza relacionada ao padrão adotado:

$$P = f(T, n)$$

$$P = \frac{2 * \pi * T * n}{60 * 1000}$$

$$P = 50,5244 kW = 67,7543 cv$$

$$U^2_{Potência} = \pm \left[\left(\frac{\partial P}{\partial T} \right) * U(T) \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial P}{\partial n} \right) * U(n) \right]^2$$

$$U_{Potência} = \sqrt{\left(\frac{2 * \pi * n}{60 * 1000} * U(T) \right)^2 + \left(\frac{2 * \pi * T}{60 * 1000} * U(n) \right)^2}$$

$$U_{Potência} = \sqrt{\left(\frac{2 * \pi * 5754}{60 * 1000} * 2,027\right)^2 + \left(\frac{2 * \pi * 83,85}{60 * 1000} * 3,06\right)^2}$$

$$U_{Potência} = 1,2217kW = 1,6383cv$$

1.2.6 Incerteza para a medição de consumo específico

A incerteza associada ao consumo específico foi a incerteza associada ao densímetro combinada com a incerteza associada ao medidor de vazão volumétrica e com a incerteza calculada para a potência:

$$C_e = f(P, \rho, \dot{V})$$

$$C_e = \frac{\rho * \dot{V}}{P}$$

Para o cálculo da incerteza associada ao densímetro, os dados do teste para verificação da densidade relativa do combustível para a temperatura de 21°C (Laboratório de Mecânica dos Fluidos – PUC Minas):

Leitura	Indicação
1	0,76
2	0,77
3	0,76
4	0,76
5	0,75
6	0,76
7	0,76
8	0,75
9	0,77
10	0,76
Média	0,76
Desvio padrão	0,0067

Análise de incerteza referente ao teste realizado:

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção	Valor bruto	Tipo de distribuição	Divisor	d	
Re	Repetitividade		0,0021	normal	1,0	0,0021	9
R	Resolução do densímetro		0,0050	uniforme	1,7	0,0029	infinito
C_c	Correção combinada	0,0000					
u_c	Incerteza padrão combinada			normal		0,0036	74
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%)			normal		0,0073	

$$d = 0,76 \text{ e } U(d) = 0,0073 \text{ (adimensional)}$$

Para o cálculo da massa específica do combustível, relaciona com a massa específica da água a mesma temperatura do teste do combustível, 21°C.

$$\rho = 998,0 \text{ kg/m}^3 \text{ e } U(\rho) = 0,1 \text{ kg/m}^3$$

temos :

$$\rho = f(\rho_{\text{água}}, d)$$

$$\rho = \rho_{\text{água}} * d$$

$$\rho = 998,0 * 0,76$$

$$\rho = 758,48 \text{ kg/m}^3$$

$$U\rho = \sqrt{(d * U(\rho))^2 + (\rho * U(d))^2}$$

$$U_{\rho} = \sqrt{(0,76 * 0,1)^2 + (998,0 * 0,0073)^2}$$

$$U_{\rho} = 7,2858 \text{ kg/m}^3$$

Cálculo da incerteza associada ao medidor de vazão volumétrica:

Leitura	Indicação
1	155
2	151
3	148
Média	149,50
Desvio padrão	2,1213

Fontes de incertezas		Efeitos sistemáticos	Efeitos aleatórios				
Símbolo	Descrição	Correção	Valor bruto	Tipo de distribuição	Divisor	V	
Re	Repetitividade		1,2247	normal	1,0	1,2247	2
R	Resolução		0,0050	uniforme	1,7	0,0029	infinito
C_c	Correção combinada	0,0000					
u_c	Incerteza padrão combinada			normal		1,2247	2
$U_{95\%}$	Incerteza expandida (95%)			normal		2,5340	

$$\dot{V} = 149,50 \text{ Hz} \quad e \quad U(\dot{V}) = 2,5340 \text{ Hz}$$

Com a função dada pelo fabricante, $\dot{V}(l/h) = 0,111824 * \dot{V}(\text{Hz})$, temos: $\dot{V} = 16,72 \text{ l/h}$ e $U(\dot{V}) = 0,28 \text{ l/h}$

$$C_e = \frac{\rho * \dot{V}}{P}$$

$$C_e = \frac{0,75848 * 16,72}{50,5244}$$

$$C_e = 0,251 \frac{kg}{kWh}$$

$$U^2_{C_e} = \pm \left[\left(\frac{\partial C_e}{\partial P} \right) * U(P) \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial C_e}{\partial \rho} \right) * U(\rho) \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial C_e}{\partial \dot{V}} \right) * U(\dot{V}) \right]^2$$

$$U_{C_e} = \sqrt{[(\rho * \dot{V} * P^{-2}) * U(P)]^2 + [(P^{-1} * \dot{V}) * U(\rho)]^2 + [(P^{-1} * \rho) * U(\dot{V})]^2}$$

$$U_{C_e} = \sqrt{[(0,75848 * 16,72) * (50,5244)^{-2} * 1,2217]^2 + [(50,5244)^{-1} * (16,72) * 0,0072858]^2 + [(50,5244)^{-1} * (0,75848) * 0,28]^2}$$

$$U_{C_e} = 4,9655 * 10^{-2} \frac{kg}{kWh} = 49,655 * 10^{-2} \frac{g}{kWh}$$

I.3 Análise de incerteza dos dados obtidos no dinamômetro da FPT

Foi utilizado o padrão da norma NBR 1585. (ABNT, 1996), que estabelece a incerteza total admissível não excedente a 1% em todas as regiões de forças na qual a verificação foi

realizada neste experimento. Como a maior leitura da força foi de 154,9906 N para a rotação de 3510 rev/min, no experimento com o ressonador no coletor de admissão em um volume 0,88 litros, a maior incerteza da força (IF) foi de 1,5499 N. O sistema de medição de rotação deve ter uma exatidão de 0,5 %, conforme a norma NBR 1585 (ABNT, 1996). Como a maior rotação utilizada nos experimentos foi de 6000 rev/min, a incerteza máxima (In) foi de 30,0 rev/min. A distância entre o ponto de aplicação da força e o centro (manual do fabricante) é 0,7162 m com uma incerteza de medição (IR) de 0,0001 m.

I.3.1 Incerteza para a medição de torque

$$T = f(F, R)$$

$$T = F \cdot R$$

$$T = 111,0043 Nm$$

Então a incerteza do torque (U_{Torque})

$$U_{Torque} = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{\partial W}{\partial F} \right) \cdot IF \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial W}{\partial R} \right) \cdot IR \right]^2} = \pm \sqrt{(R \cdot IF)^2 + (F \cdot IR)^2}$$

$$U_{Torque} = \pm 1,1101 Nm = \pm 0,1132 kgfm$$

I.3.2 Incerteza para a medição de potência

A incerteza máxima associada à potência é dada pela incerteza máxima calculada para o torque combinada com a incerteza máxima da rotação (Kline e McClintock, 1953):

$$P = f(W, n)$$

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot W \cdot n}{60 \cdot 1000}$$

$$IP = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{\partial P}{\partial W} \right) \cdot IW \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial P}{\partial n} \right) \cdot In \right]^2}$$

$$IP = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 6000}{60 \cdot 1000} \right) \cdot 1,1101 \right]^2 + \left[\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 1,1101}{60 \cdot 1000} \right) \cdot 30 \right]^2}$$

$$IP = \pm 0,6975 kW = \pm 0,9354 cv$$

I.3.3 Incerteza para a medição de pressão média efetiva

A incerteza máxima associada à pressão média efetiva é dada pela incerteza máxima calculada para o torque potência com a incerteza máxima da rotação e volume dos cilindros (Kline e McClintock, 1953):

$$PME = f(P, V, n)$$

$$PME = \frac{120 \cdot P}{V \cdot n}$$

$$IPME = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{\partial PME}{\partial P} \right) \cdot IP \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial PME}{\partial V} \right) \cdot IV \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial PME}{\partial n} \right) \cdot IN \right]^2}$$

$$IPME = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{120}{V \cdot n} \right) \cdot IP \right]^2 + \left[\left(\frac{120 \cdot P}{n \cdot v^2} \right) \cdot IV \right]^2 + \left[\left(\frac{120 \cdot P}{V \cdot n^2} \right) \cdot IN \right]^2}$$

$$IPME = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{120}{0,001368 \cdot 6000} \right) \cdot 697,5 \right]^2 + \left[\left(\frac{120 \cdot 59283}{6000 \cdot 0,001368^2} \right) \cdot 0,00000001 \right]^2 + \left[\left(\frac{120 \cdot 59283}{0,001368 \cdot 6000^2} \right) \cdot 30 \right]^2}$$

$$IPME = \pm 11079,98 Pa = 0,111 bar$$

I.3.4 Incerteza para a medição do consumo específico de combustível

A incerteza máxima associada ao consumo específico de combustível é dada pela incerteza relativa à medição da vazão mássica de combustível, obtida por meio de uma balança eletrônica que possui a incerteza máxima de 0,12 %. Sabendo que a vazão mássica para o consumo específico máximo encontrado nos testes foi de 19,75 kg/h, então sua incerteza máxima foi de 0,0237 kg/h. Combinada à incerteza calculada para a potência, tem-se (Kline e McClintock, 1953):

$$sfc = f(\dot{m}_f, P)$$

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P}$$

$$Isfc = \pm \sqrt{\left[\left(\frac{\partial sfc}{\partial \dot{m}_f} \right) \cdot \text{Im}_f \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial sfc}{\partial P} \right) \cdot IP \right]^2}$$

$$Isfc = \pm \sqrt{\left[(P^{-1}) \cdot \text{Im}_f \right]^2 + \left[(\dot{m}_f \cdot P^{-2}) \cdot IP \right]^2}$$

$$Isfc = \pm \sqrt{\left[(59,283)^{-1} \cdot 0,0234 \right]^2 + \left[19,51 \cdot (59,283)^{-2} \cdot 0,6975 \right]^2}$$

$$Isfc = \pm 0,0039 \text{ kg} / \text{kWh} = \pm 0,0053 \text{ kg} / \text{cvh}$$

APÊNDICE II

II.1 Resultados da validação do controle do ressonador eletrônico de volume variável

Para efetuar a validação do controle do ressonador, foi utilizada uma montagem no Laboratório de Eletrônica de Potência DELT - UFMG. Essa montagem é composta por um DSP com o software programável, um conversor cc-cc e o ressonador de palheta apresentado na metodologia.

Os ganhos do controlador PI utilizados foram $K_p = 16$ e $K_i = 0,03$, foram realizados testes com outros ganhos, porém, estes valores apresentaram menor erro e maior estabilidade de resposta à entrada de grau. A saturação foi estabelecida em $\pm 12V$. As Figuras 5.16 a 5.20 mostram as respostas da palheta do ressonador aos ângulos de 30° , 60° , 120° , -120° e 300° , respectivamente. É comparada a referência tabelada pela função onde foi aplicado um degrau unitário com a resposta medida pelo potenciômetro linear, transformado em ângulo entre as palhetas.

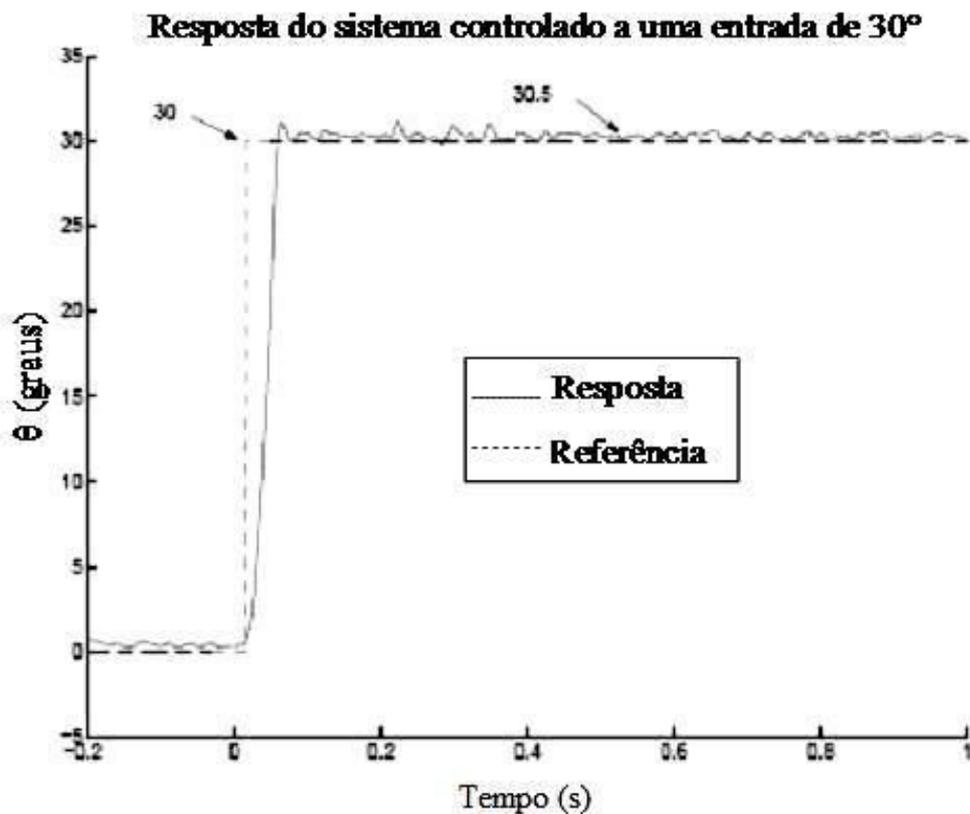


FIGURA II.1 - Resposta experimental a um degrau de 30° de amplitude

A Figura II.1 mostra a resposta do sistema controlado durante 1000ms depois de aplicado um degrau de amplitude 30° , onde o *overshoot* inicial foi em $31,5^\circ$, $1,5^\circ$ acima da referência, o que representa 5% de erro. O sinal é estabilizado em $30,5^\circ$, representando um erro de 1,7% após 100 ms. A variação do volume do ressonador, representado pelo erro de 1,7% do ângulo entre as palhetas, é de 0,01 litros.

A Figura II.2 apresenta a resposta do sistema controlado durante 500ms para a posição de 60° . Próximo a 100 ms, a resposta está estabilizada em 63° , que representa um erro de 5%.

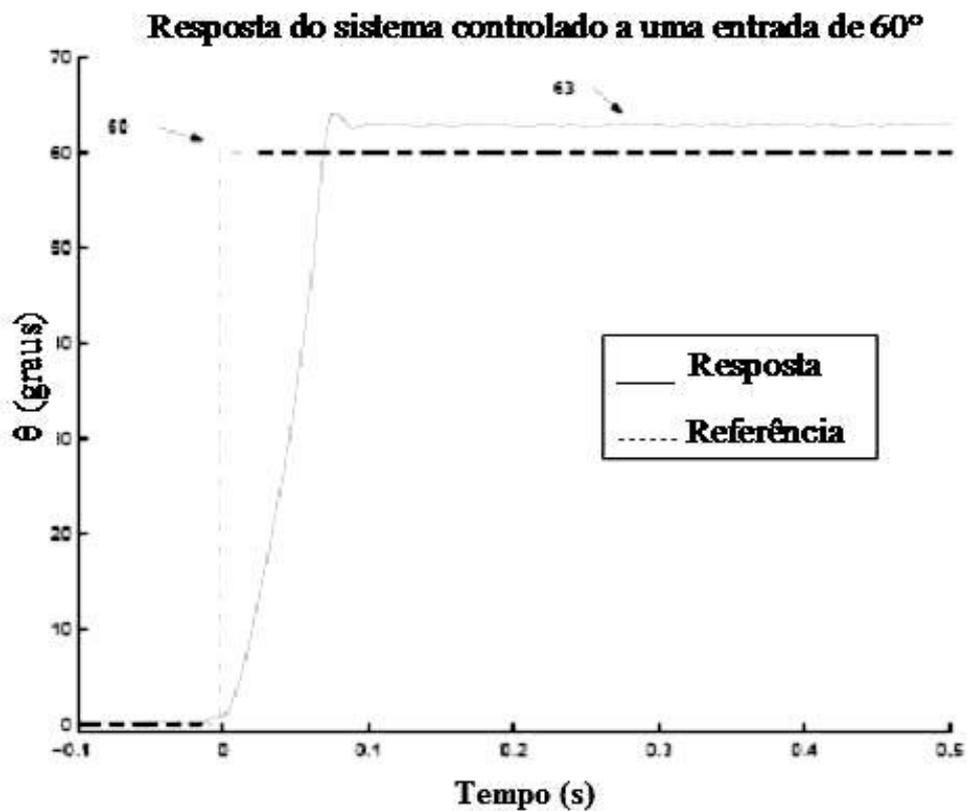


FIGURA II.2 - Resposta experimental a um degrau de 60° de amplitude

De forma análoga, a Figura II.3 apresenta a resposta do sistema controlado durante 500ms para a posição de 120° , e próximo a 180ms a resposta está estabilizada em 123° , representando um erro de 2,5%.

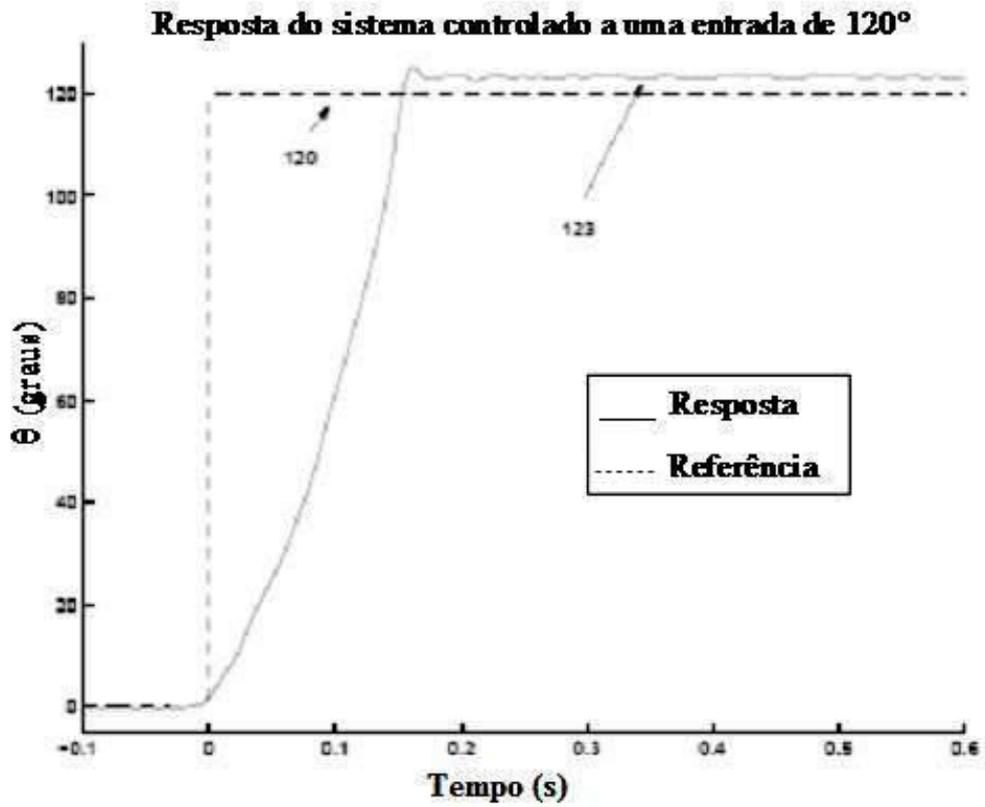


FIGURA II.3 - Resposta experimental a um degrau de 120° de amplitude

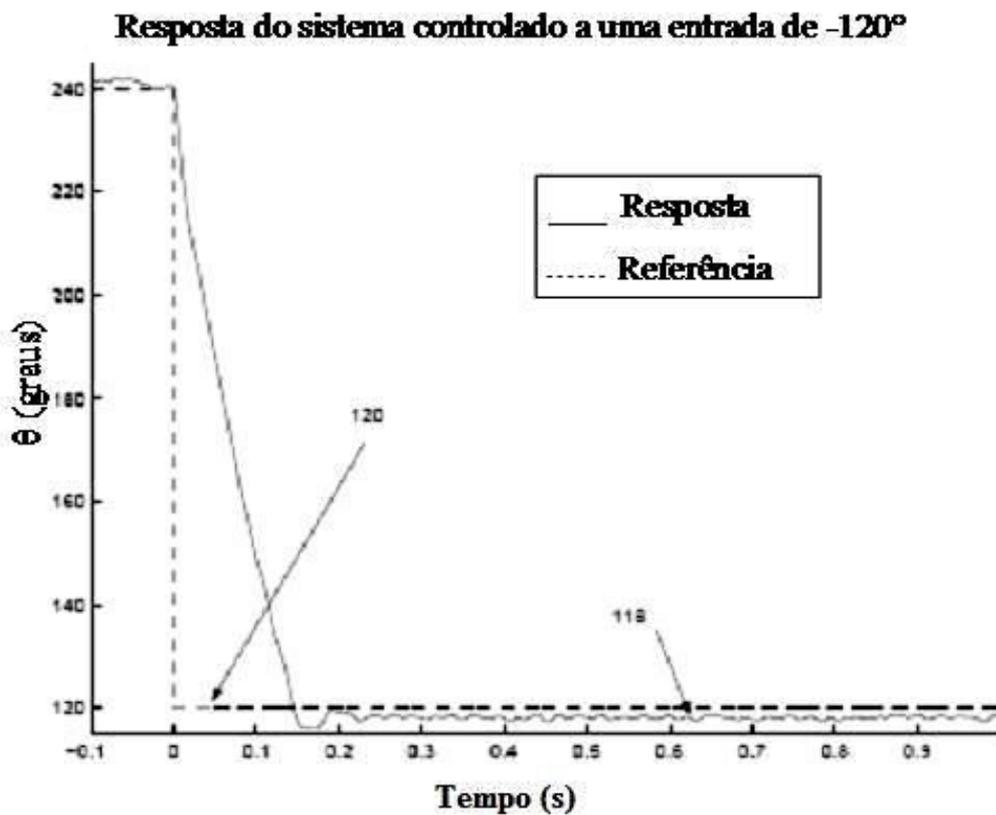


FIGURA II.4 - Resposta experimental a um degrau de -120° de amplitude

A Figura II.4 mostra a resposta do sistema controlado durante 1000ms depois de aplicado um degrau de amplitude -120° (de 240° a 120°), representando 3% de erro e estabilizado em 118° , representando um erro de 1,7% após 200 ms.

A Figura II.5 mostra a resposta do sistema controlado ao maior degrau aplicado, com amplitude de 300° . Não houve o *overshoot* inicial, estabilizando em 296° , representando um erro de 1,4% após 300 ms. A variação do volume do ressonador representado pelo erro de 1,4% do ângulo entre as palhetas é de 0,07 litros.

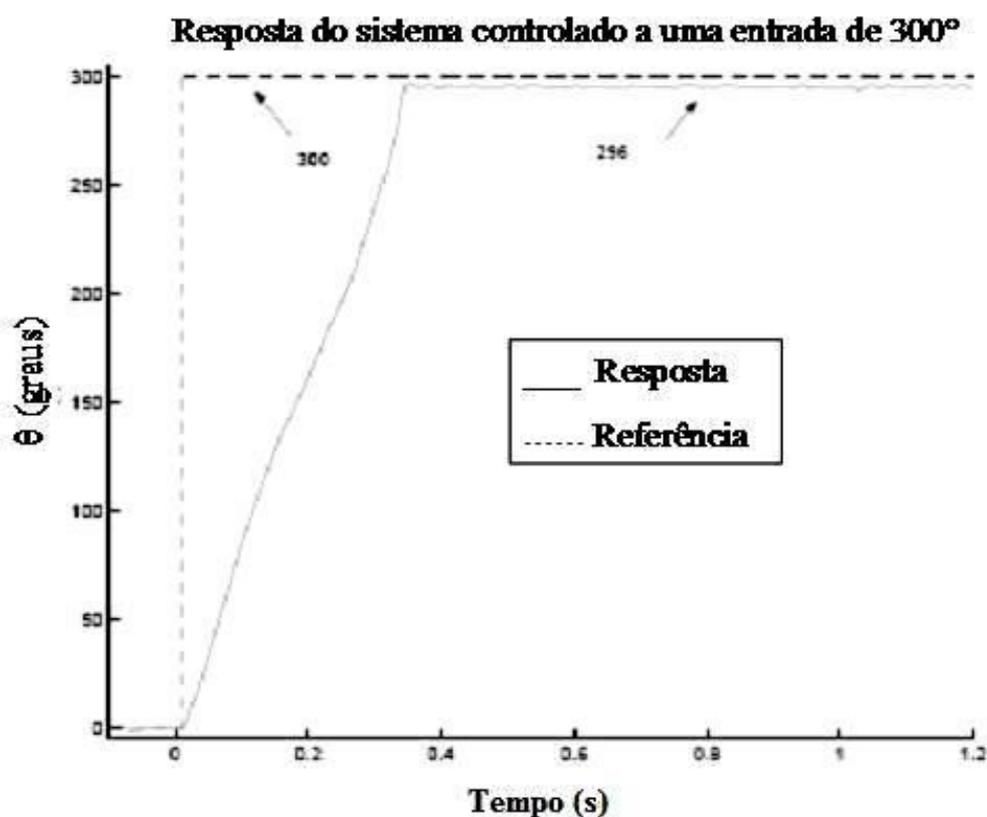


FIGURA II.5 - Resposta experimental a um degrau de 300° de amplitude

De acordo com os resultados mostrados nas Figuras II.1 a II.5, percebe-se que o controle se mostrou com tempo de assentamento inferior a 1000ms, mesmo para uma excursão relativamente grande como a de 300° (Figura II.5). Considerando um *overshoot* inferior de 5% em todos os casos considera-se que o sistema de controle do ressonador está validado.

Foram previstos tempos de assentamento inferiores a 2000ms e percentuais de *overshoot* abaixo de 5%. O tempo inferior a 2000ms é devido às mudanças de rotações do motor com

carga serem dessa ordem de grandeza, para variar 500 rev/min. Uma outra análise realizada foi sobre o erro em regime permanente apresentado na movimentação da palheta, o qual é devido ao atrito estático que não foi considerado e que entraria como uma perturbação no modelo do controle. Para um controle mais refinado esse atrito deve ser considerado. No presente trabalho não foi considerado devido a pequena variação do volume com relação aos erros encontrados.

II.2 Respostas do ressonador eletrônico aos experimentos estáticos e dinâmicos no Banco de Fluxo

A Figura II.6 mostra a resposta do modelo e do sistema real montado no Banco de Fluxo com o degrau de entrada. Esta aquisição foi realizada com uma frequência de aquisição de 15 ms, com o próprio sistema de controle desenvolvido. A resposta do sistema ficou com um erro inferior a 1%, porém mais lento, levando até 600 ms para a estabilização.

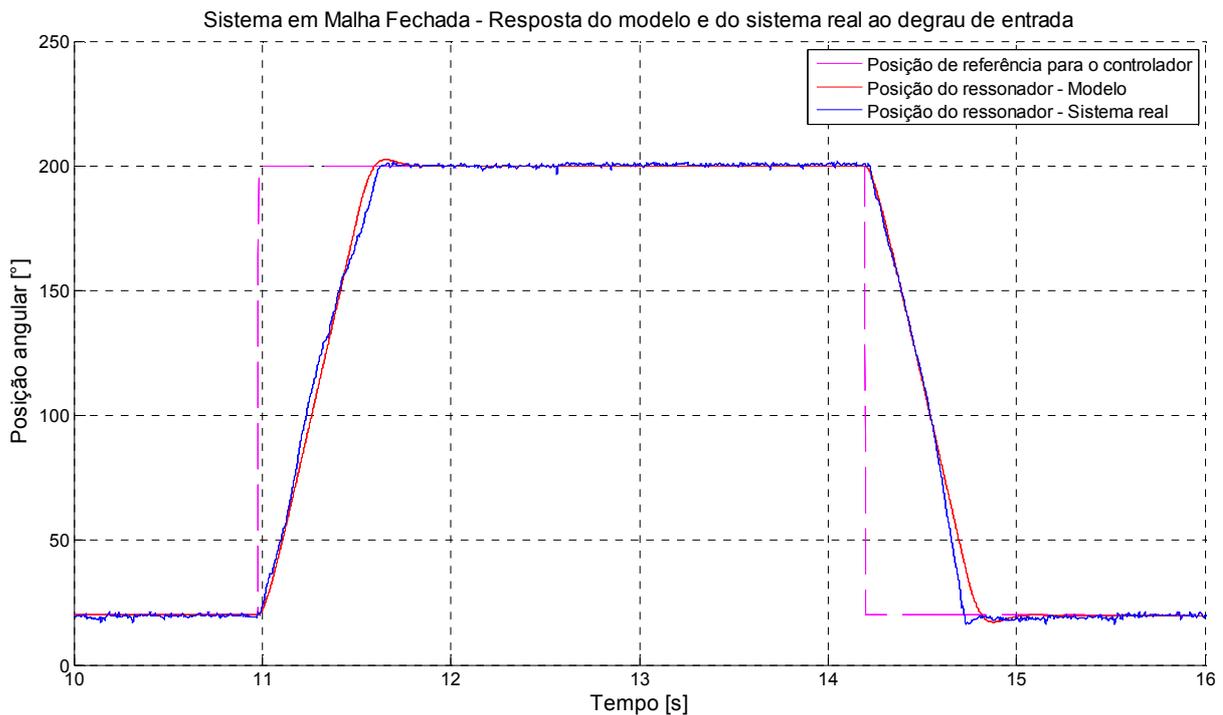


FIGURA II.6 – Resposta do modelo do sistema e do sistema real em malha fechada ao degrau de entrada

A seguir são analisados os resultados dos experimentos dinâmicos com o ressonador de palheta operando com o controle eletrônico, onde os parâmetros de operação que tem influência na resposta de posição do ressonador foram avaliados.

A Figura II.7 mostra os vários níveis de rotação do eixo comando de válvula, controlados pelo motor elétrico do Banco de Fluxo, que em função do tempo representa a rampa aplicada para avaliação da resposta do sistema em malha fechada.

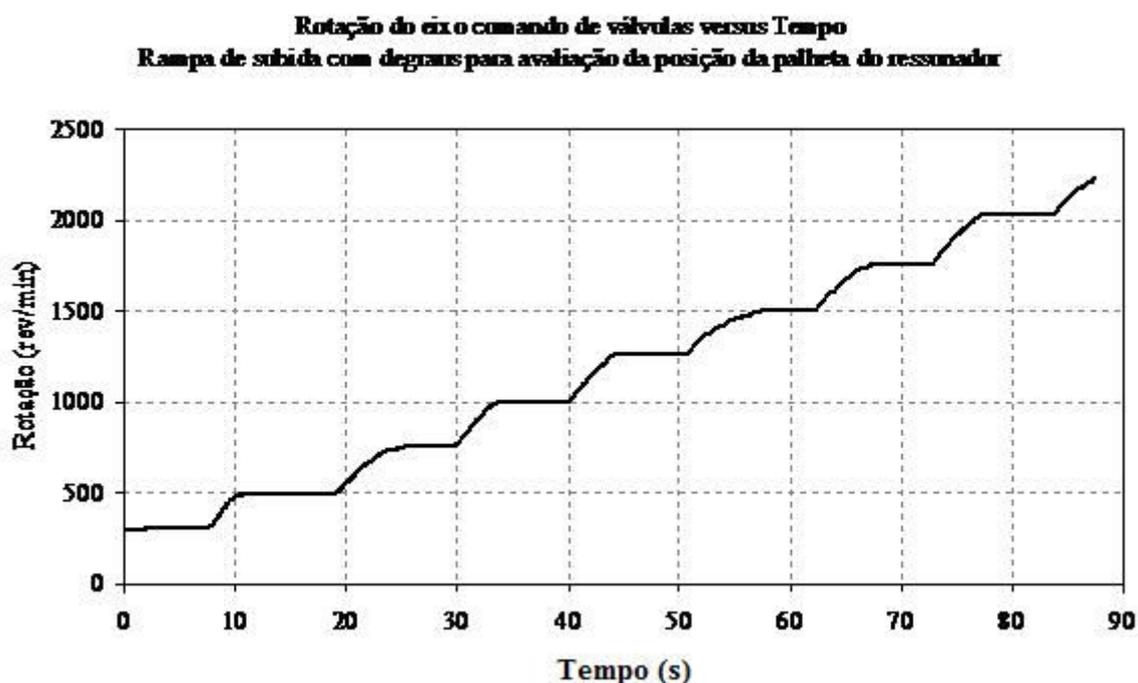


FIGURA II.7 – Rotação do eixo comando de válvula controlada em degraus pelo motor elétrico do Banco de Fluxo em função do tempo

TABELA II.1 – Ângulos e volumes determinados para o controle do ressonador eletrônico

Rotação do eixo comando de válvulas (rev/min)	Ângulo entre as palhetas do ressonador (graus)	Volume do ressonador (litros)
250	280,3	4,41
500	280,3	4,41
750	280,3	4,41
1000	56,1	0,88
1250	56,1	0,88
1500	224,2	3,53
1750	280,3	4,41
2000	56,1	0,88
2250	224,2	3,53
2500	112,1	1,77

Os valores dos ângulos entre as palhetas e os volumes do ressonador correspondentes foram definidos no dinamômetro de bancada em função do torque máximo. A Tabela II.1 mostra as posições dos ângulos das palhetas e o volume do ressonador em função da rotação do eixo comando de válvulas.

A Figura II.8 mostra as curvas de posição de referência e posição real das palhetas em função do tempo, caracterizando a resposta do sistema à rotação do eixo comando de válvula, controlada em degraus pelo motor elétrico do Banco de Fluxo. A posição real da palheta acompanha a referência em toda a faixa de operação do ressonador.

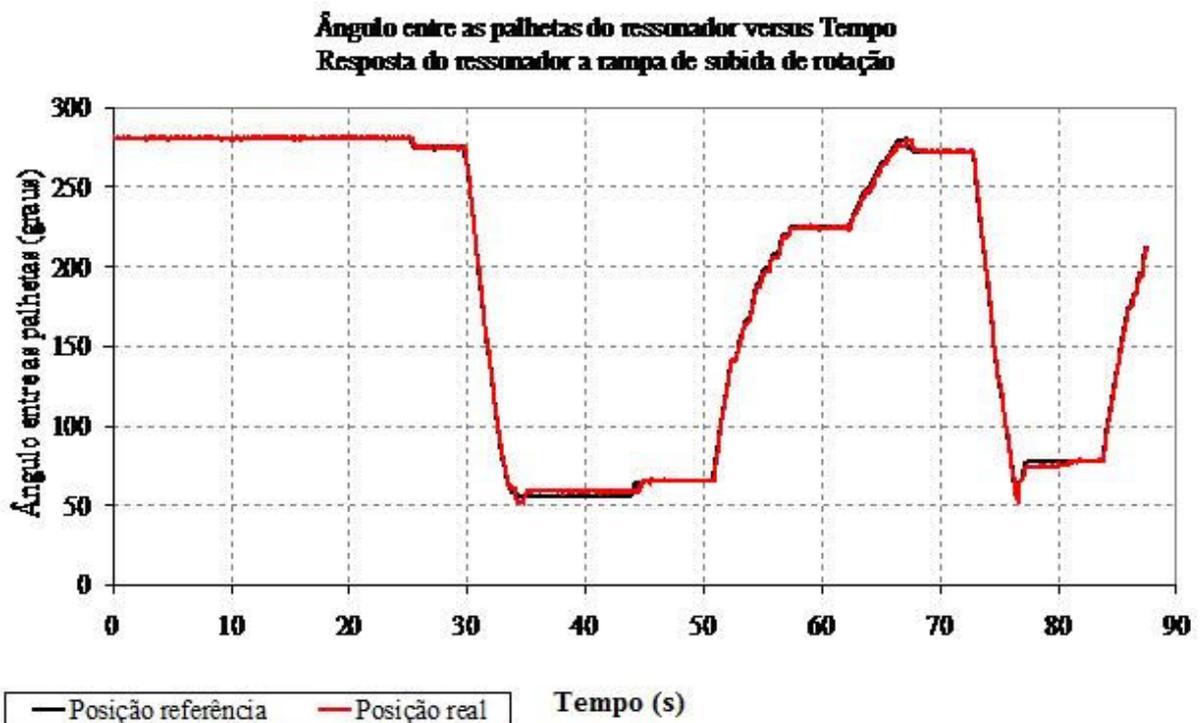


FIGURA II.8 – Resposta do sistema a rampa de subida de degraus de rotação

A Figura II.9 apresenta a rampa de subida e descida de rotação do eixo comando de válvulas controlado pelo motor elétrico do Banco de Fluxo em função do tempo. Esta figura representa o funcionamento do ressonador ao longo de toda a sua faixa de operação, girando tanto no sentido horário, para reduzir o volume entre as palhetas, quanto no sentido anti-horário, para aumentar o volume entre as palhetas, sempre fazendo a avaliação da resposta do sistema em malha fechada.

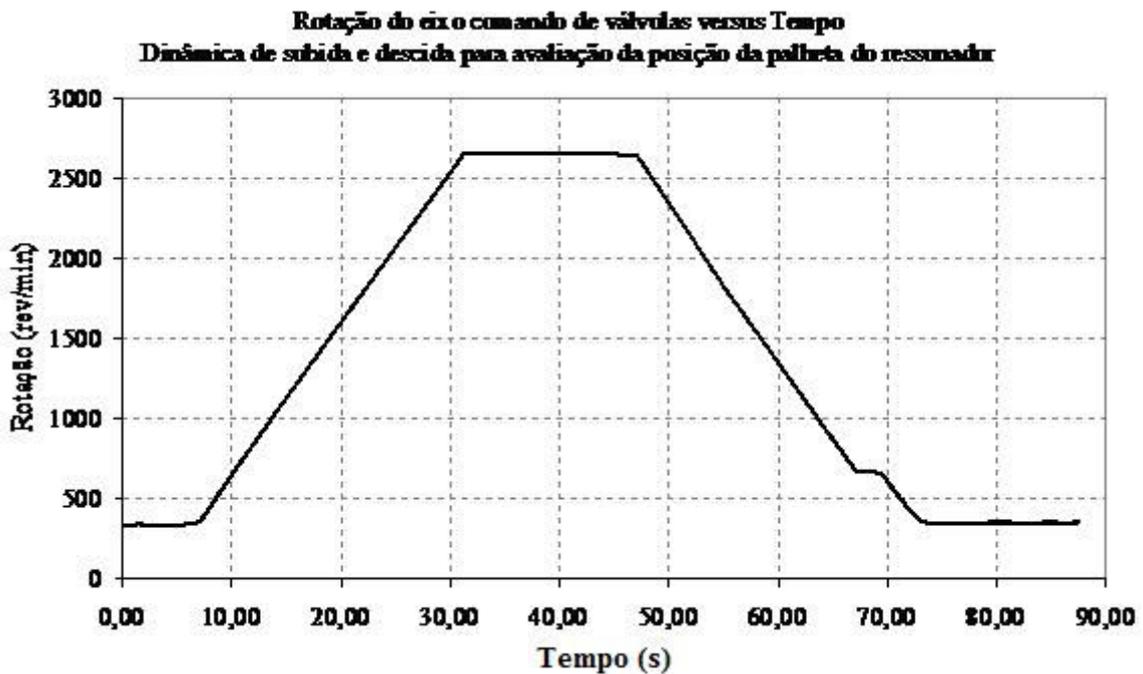


FIGURA II.9 – Rotação do eixo comando de válvula controlada uma rampa de subida e descida pelo motor elétrico do Banco de Fluxo em função do tempo

A Figura II.10 mostra que a posição de referência e a posição real em função do tempo operam de acordo com a rotação descrita na Figura II.9. Conclui-se assim que o ressonador de palheta varia de acordo com o volume maximizado pelos testes no dinamômetro de bancada. Isso possibilita validar o controle eletrônico do ressonador variável.

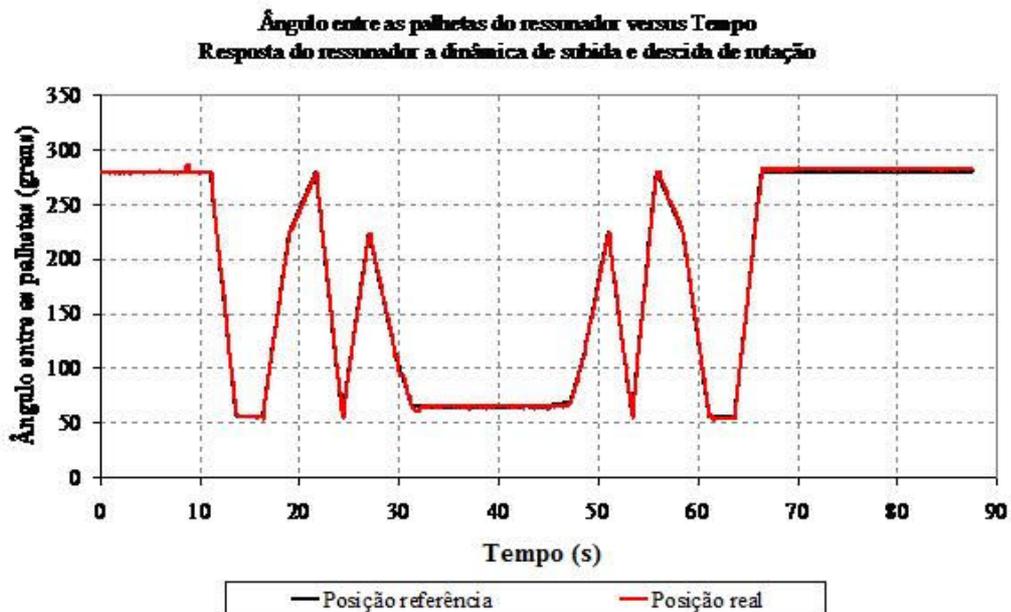


FIGURA II.10 – Resposta do sistema a dinâmica de subida e descida de rotação

APÊNDICE III

III. Resultados dos testes realizados no dinamômetro da PUC Minas

Estes testes foram realizados com intuito de comparar os parâmetros do motor FIRE 1242 cm³ com os testes realizados com o mesmo motor no dinamômetro do CETEC (Baêta, 2006). As curvas características foram obtidas nos dois laboratórios com o mesmo motor em plena carga, utilizando gasolina C como combustível. A incerteza das curvas características do motor é função de quatro parâmetros medidos. Estes parâmetros são a força medida na célula de carga, a rotação do motor, o braço do dinamômetro onde está aplicada a força e a vazão de combustível.

A Figura III.1 mostra o torque do motor obtido nos laboratórios da PUC Minas e do CETEC. Os dois testes apresentados foram realizados com o motor original, apenas para validar o laboratório da PUC Minas. Nota-se que apresentam um comportamento semelhante, com a rotação de torque máximo em 2500 rev/min. A incerteza máxima do torque, calculada para o dinamômetro da PUC Minas foi de $\pm 0,207$ kgfm, conforme apresentada no Apêndice I.

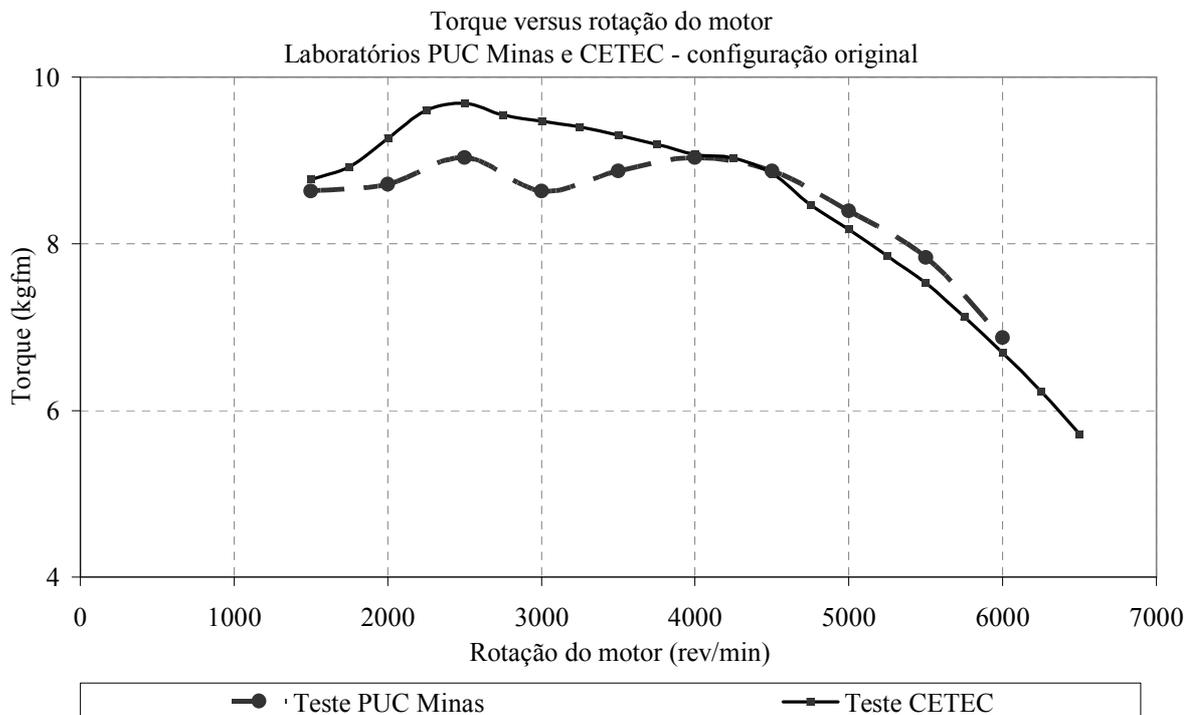


FIGURA III.1 – Comparação de torque sobre o motor FIRE 1242cc

A Figura III.2 apresenta a potência para o mesmo motor nos laboratórios da PUC Minas e do CETEC. A rotação onde ocorre a potência máxima é de 5500 rev/min. A incerteza máxima da potência calculada para o dinamômetro da PUC Minas é de $\pm 1,638$ cv, conforme apresentada no Apêndice I. Também pode ser observado que não se tem alterações no comportamento das curvas ao longo de toda a faixa de rotação, aumentando com a rotação até um limite, de acordo com o torque (Heywood, 1988).

A potência tende a subir com o aumento da rotação do motor, até se atingir uma condição em que a massa de mistura admitida a cada ciclo se reduz mais rápido que a velocidade de aumento do número de ciclos para um dado intervalo de tempo. Nesse momento, o produto do torque pela rotação do motor, ou seja, a potência, começa a diminuir (Soares, 2000). Esse fenômeno ocorre a partir dos 5500 rev/min.

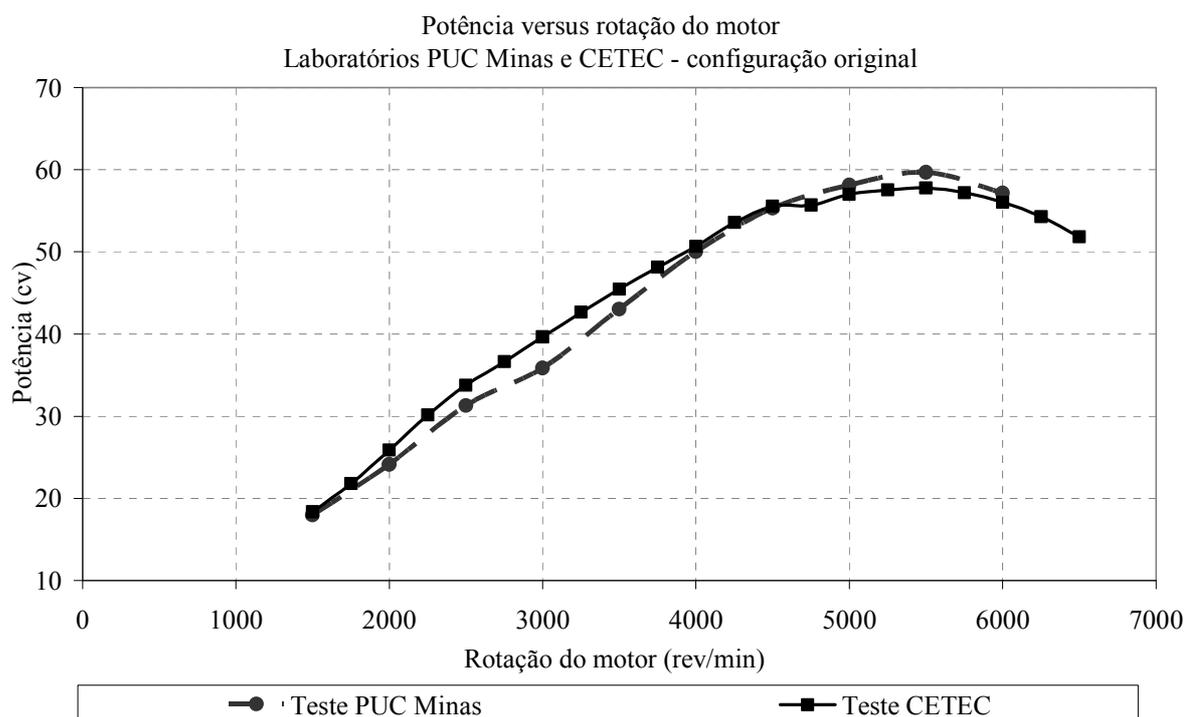


FIGURA III.2 – Correlação de potência sobre o motor FIRE 1242cc

A Figura III.3 mostra o consumo específico de combustível em função da rotação do motor. A condição de menor consumo específico aconteceu em rotações diferentes, para os dois testes sendo de 2500 rev/min no laboratório da PUC Minas e de 2250 rev/min no CETEC. Esta diferença observada é importante para que os demais testes sejam realizados com intervalos

menores de rotação. A incerteza máxima do consumo específico calculado para o dinamômetro da PUC Minas foi de $\pm 0,675$ g/cvh, conforme apresentada no Apêndice I. O consumo específico apresentou um afastamento a partir de 4000 rev/min, onde foi verificado um consumo de combustível 10,03% maior no teste realizado na PUC Minas, correspondendo a 1,3 kg/h a mais.

Os experimentos nos dinamômetros dos dois laboratórios serviram para validar os testes realizados no dinamômetro da PUC Minas, objetivando iniciar os testes com a inserção do ressonador no sistema de admissão, conhecendo-se a incerteza do equipamento.

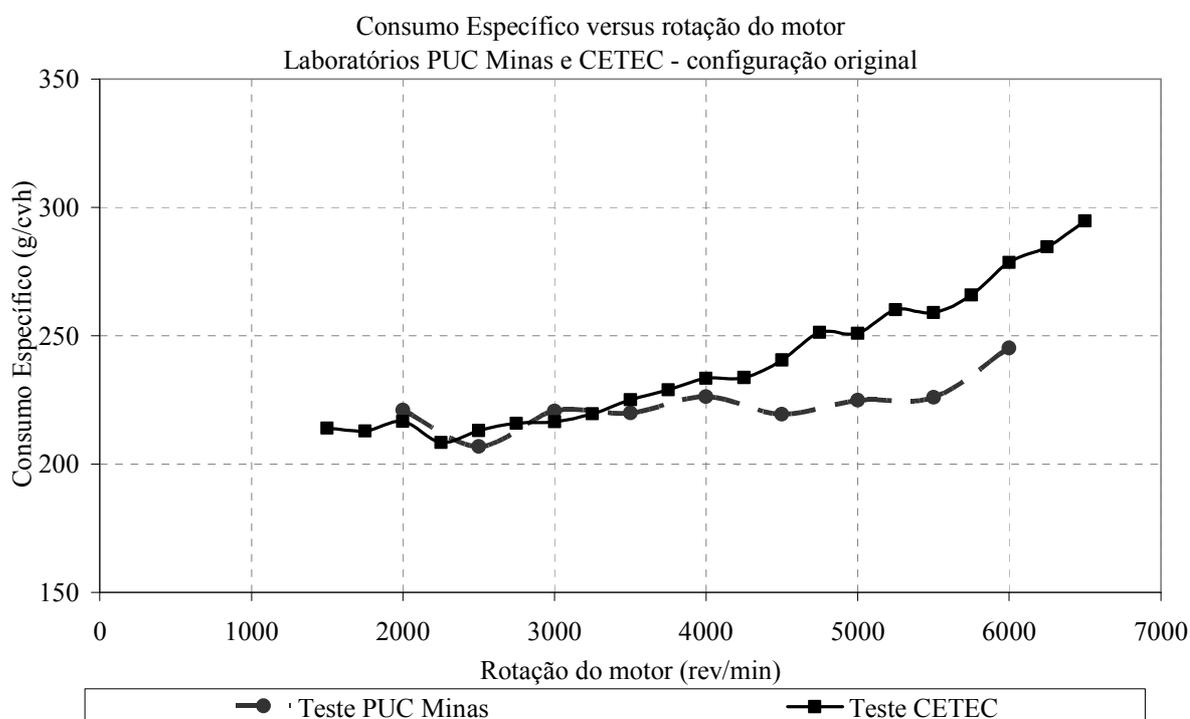


FIGURA III.3 – Correlação de consumo específico sobre o motor FIRE 1242cc

A Figura III.4 mostra os valores de torque para o caso do ressonador inserido no conduto de admissão, ou seja, entre o filtro de ar e a borboleta de controle de carga do motor. A presença do ressonador com o pescoço de 560 mm, dimensão definida nos testes do banco de fluxo interferiu muito pouco na vazão de ar admitida conforme os testes no banco de fluxo. Outro problema apresentado é que a incerteza calculada superava as diferenças dos parâmetros de ganho ou perda de torque, assim acontecendo também com a potência e o consumo específico. Por tanto, a necessidade de um laboratório com uma incerteza menor foi necessário.

A partir dos resultados mostrados na Figura III.4 pode-se concluir que a influência do ressonador não foi a esperada, não contribuindo para o aumento da vazão de ar. Foi constatado que este comportamento do ressonador era devido ao comprimento muito grande do pescoço, gerando uma perda de carga elevada. Para resolver este problema, testes foram realizados com um menor comprimento do pescoço, reduzido de 560 mm para 170 mm, sendo este o comprimento utilizado em todos os demais testes realizados.

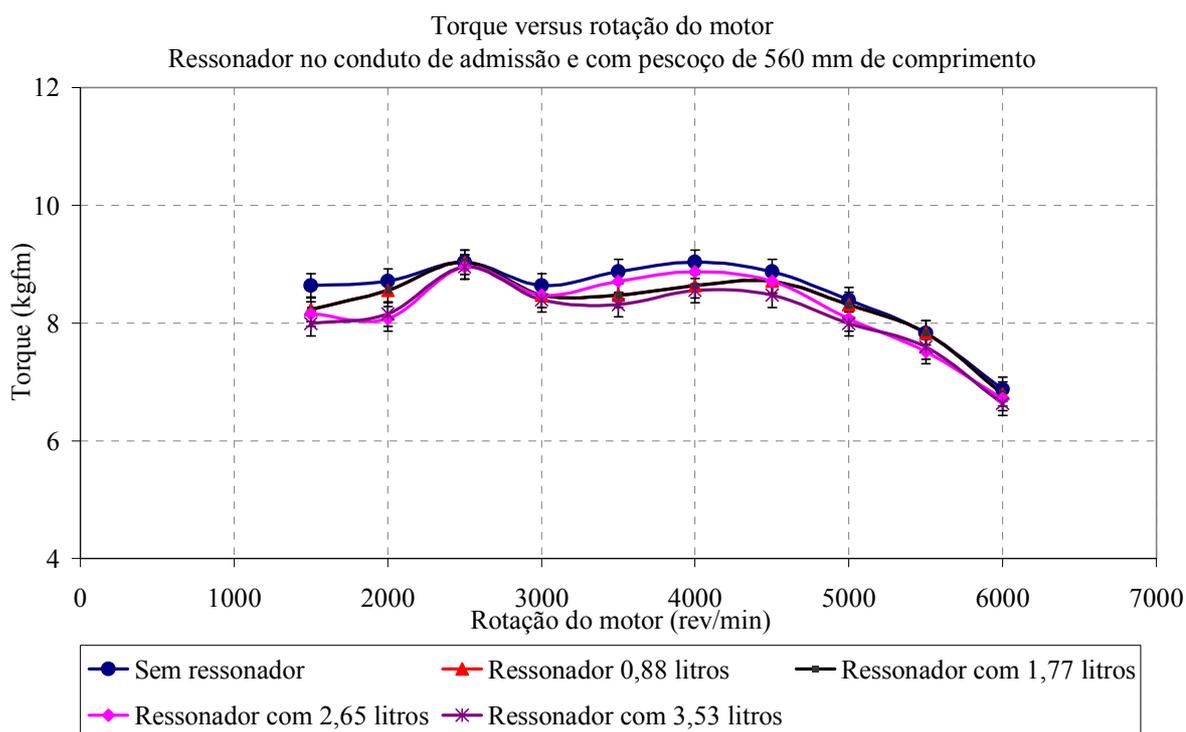


FIGURA III.4 – Torque do motor FIRE 1242 cm³ sem e com o ressonador no Laboratório da PUC Minas para os vários volumes obtidos

Desta forma, visando obter os ganhos com a inserção do ressonador, um dos Laboratórios da FPT foi usado para a realização dos testes com a redução do pescoço do ressonador e a utilização de um dinamômetro com menor incerteza de medição, espera-se obter melhores resultados.