ESTUDO EXPERIMENTAL E NUMÉRICO DO SISTEMA DE ADMISSÃO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

Gustavo Rodrigues de Souza

Tese apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, como parte dos requisitos para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos

São Carlos

2010

Muito obrigado Deus por mais essa etapa de minha vida.

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Antonio Moreira dos Santos pela orientação e por todo o conhecimento transmitido.

Aos alunos de iniciação científica Diogo Seiji Fujikawa e Luiz Clair pela parceria amizade e colaboração com o projeto.

Ao CNPq pelo financiamento do Projeto CNPq: 472064/2006-1.

Ao CNPq pelo financiamento da bolsa de estudos.

Ao Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos – Escola de Engenharia de São Carlos por toda a infra-estrutura e acolhimento.

Ao Pesquisador Gherhardt Ribatski contribuindo com o empréstimo da câmera de alta velocidade adquirida com Projeto FAPESP modalidade J.P. Processo N° 2005/60031-0 e também aos alunos Cristiano Bigonha Tibiriçá e Francisco Júlio do Nascimento pela atenção e ajuda dispensadas.

Ao Prof. Dr. Josmar Davilson Pagliuso pelo auxílio com as medições de fluxo de ar. E também a todos os professores de NETeF: Oscar, Fernando, Paulo, Sérgio e Geraldo.

A todos os amigos que colaboraram de uma forma ou de outra para a realização do trabalho: José Roberto, Luchesi, Zetti, Hélio, Torres, Jonas, Sérgio, Marcus, Fabiano, Anderson, Marcelo, Fernando, Fábio, Eugênio, Ernesto, Sandro, Carlos e em especial a Jorge, Roberto Prata e Roberto por ajudarem muito na construção da bancada.

A todos os amigos e amigas que fora da USP me deram muito apoio: Alia e Vardeco, Dri, Lu, People e Camila, Vardema e Carmen, Helô, Ju Donadone, Ju Loira, Lili, Karen, Sopa, Saman, Magrão e Ieda, Dona Maria e Paulão, Gui e Carol, Leonardo e Ana Paula, Xula e Antartik. Todos com certeza fizeram e fazem parte da minha caminhada.

E um agradecimento especial a Naiene minha companheira mais que fiel, esteve sempre ao meu lado. Meus pais Aparecido e Mariene por sempre me darem força para sempre tentar evoluir. Minhas irmãs Cristiane e Mariangela, meus sobrinhos Matheus e Arthur, e meu cunhado André pelo total apoio e amizade de todos. E por fim a toda a família Rodrigues & Zeppone.

Resumo

SOUZA, G.R. (2010). Estudo experimental e numérico do sistema de admissão de um motor de combustão interna. 141p. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2010.

Durante o processo de admissão do ar em motores de combustão interna, nota-se que sua aspiração não é ideal, ou seja, o volume do cilindro não é completamente ocupado, devido à variação de sua massa específica e perdas de carga ao longo do sistema de alimentação. Conseqüentemente, a eficiência volumétrica no cilindro atinge valores ínfimos de desempenho, o que afeta diretamente a potência do motor. O trabalho consiste em um estudo numérico e experimental do sistema de admissão de um motor de combustão interna. A solução numérica foi obtida por um código comercial que resolve as equações de transporte, baseada nos princípios de conservação de massa, quantidade de movimento e energia, pelo método de discretização de volumes finitos. Os resultados numéricos foram validados através dos resultados obtidos em uma bancada experimental, que possibilitou medidas de vazão mássica, pressão e temperatura do ar admitido. A bancada é formada por um motor de combustão interna acionado por um motor elétrico e o estudo foi realizado sem a presença de combustível e por conseqüência sem a ocorrência de combustão. Através da utilização do *software*, demonstrou-se que foi possível construir um coletor inédito que proporcionou ao motor estudado um aumento de eficiência volumétrica de 6% a 3.500 rpm.

Palavras-chave: coletor de admissão, bancada de fluxo, eficiência volumétrica.

Abstract

SOUZA, G.R. (2010). Experimental and numerical study of the intake system of an internal combustion engine. 141p. Thesis (Doctorate) – University of São Paulo – São Carlos, 2010.

During the process of intake air in the internal combustion engine it has been noted that air flow is not ideal, i.e., the cylinder volume is not completely occupied concerning the variation of specific mass and the charge loss along the feed system. Consequently, the volumetric efficiency in the cylinder reaches low values of performance, affecting the engine power. The aims of this work were a numerical and experimental study of the intake manifold in an internal combustion engine. The numerical solution is obtained through a commercial code which solves the transport equations, according to the continuity, momentum and energy principles by the method of finite volume discretization. Numerical data were validated by the experimental results set-up, enabling the mass flow, pressure and temperature measures of the intake air. The flow bench is composed by an internal combustion engine turned on by an electric engine. The study was developed without fuel and combustion. Regarding the software, it was possible to build an original intake manifold which provides to engine studied an increase in the volumetric efficiency of 6% at 3,500 rpm.

Keywords: intake manifold, flow bench, volumetric efficiency.

Lista de Figuras

FIGURA 1 – (A) PULSO DE EXAUSTÃO NA TERMINAÇÃO DE UM TUBO. (B) FRENTE DE PULSO DE EXAUSTÃO PROPAGANDO NA ATMOSFERA. (C) PROPAGAÇÃO DO PULSO SEGUIDO PELOS VÓRTICES TOROIDAIS DE PARTÍCULAS DE GÁS. (D) O VÓRTICE TOROIDAL DE PARTÍCULAS DE GÁS PROSEGUE NA ATMOSFERA.	8
FIGURA 2 – PULSO DE PRESSÃO PRESENTE NO COLETOR DE ADMISSÃO.	9
FIGURA 3 – PORTA DE ADMISSÃO COM BAIXA RESISTÊNCIA AO FLUXO.	10
FIGURA 4 – PRESSÃO NO CILINDRO X ÂNGULO DA MANIVELA.	12
FIGURA 5 – RENDIMENTO VOLUMÉTRICO X ROTAÇÃO.	14
FIGURA 6 – DESLOCAMENTO DE VÁLVULA E ÁREA DE DESLOCAMENTO (DIÂMETROS: ADMISSÃO – 3,6 cm E EXAUSTÃO – 3,1 cm). FONTE: HEYWOOD (1988).	17
FIGURA 7 – EFEITO DE COMBUSTÍVEL (VAPOR) NA PRESSÃO PARCIAL DE AR DE ENTRADA.	20
FIGURA 8 – PERDA DE PRESSÃO NO SISTEMA DE ADMISSÃO EM UM MOTOR 4 TEMPOS, IGNIÇÃO POR CENTELHA.	21
FIGURA 9 – SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE VETORES VELOCIDADE EM COLETOR DE ADMISSÃO.	23
FIGURA 10 – EFEITO DO COMPRIMENTO DOS DUTOS PRIMÁRIOS NA EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA.	24
FIGURA 11 – COMPARAÇÃO ENTRE UM RESSONADOR DE HELMHOLTZ E UM SISTEMA DE ADMISSÃO.	25
FIGURA 12 – ANALOGIA COM UM CIRCUITO ELÉTRICO.	26
FIGURA 13 – ONDAS DE PRESSÃO RESULTANTES DA PORTA DE ADMISSÃO E PRESSÕES POSITIVAS NA DIREÇÃO DO CILINDRO NO FINAL DO TEMPO DE ADMISSÃO.	32
FIGURA 14 – COLETOR DE ADMISSÃO: (A) DIAGRAMA ESQUEMÁTICO E (B) ESQUEMA SIMPLIFICADO DO RESSONADOR DE HELMHOLTZ. FONTE: WINTERBONE E PEARSON (1999).	34
FIGURA 15 - GRÁFICO DAS PRESSÕES (BORBOLETA 100% ABERTA E 3500 rpm).	38
FIGURA 16 - COMPARAÇÃO DAS PRESSÕES NO COLETOR DE ADMISSÃO (2500 rpm E 100% DE ABERTURA DA BORBOLETA). FONTE: WINTERBONE E PEARSON (1999).	38
FIGURA 17 - COMPARAÇÃO DAS PRESSÕES NO COLETOR DE ADMISSÃO (5000 rpm E 100% DE ABERTURA DA BORBOLETA).	39
FIGURA 18 - VARIAÇÃO DA EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA EM FUNÇÃO DA ROTAÇÃO.	40
FIGURA 19 - EFEITO DO VOLUME DO PLENO SOBRE A VARIAÇÃO DA EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA.	41
FIGURA 20 - EFEITO DO COMPRIMENTO DO DUTO SECUNDÁRIO SOBRE A VARIAÇÃO DA EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA.	41
FIGURA 21 - EFEITO DO COMPRIMENTO DO DUTO SECUNDÁRIO SOBRE A VARIAÇÃO DA EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA.	42
FIGURA 22 - EFEITO DO COMPRIMENTO DO DUTO PRIMÁRIO SOBRE A VARIAÇÃO DA EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA.	43
FIGURA 23 - EFEITO DO COMPRIMENTO DO DUTO PRIMÁRIO SOBRE A VARIAÇÃO DA EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA PARA UM MOTOR DIFERENTE DE QUATRO CILINDROS. FONTE: WINTERBONE E PEARSON (1999).	43
FIGURA 24 – MALHA UNIDIMENSIONAL MOSTRANDO TÍPICO VOLUME DE CONTROLE.	44
FIGURA 25 – ESQUEMA ILUSTRATIVO DA BANCADA DE FLUXO.	49
FIGURA 26 - ANEMÔMETRO DE FILME QUENTE INSTALADO NA BANCADA.	52
FIGURA 27 - DETALHES INTERNOS DO ANEMÔMETRO.	53
FIGURA 28 - ESQUEMA DE UMA PLACA DE ORIFÍCIO.	54
FIGURA 29 - DETALHE DA PLACA DE ORIFÍCIO INSTALADA NA BANCADA.	54
FIGURA 30 – COLUNA DE ÁGUA PARA MEDIÇÃO DE VAZÃO.	55
FIGURA 31 - CURVA DE CALIBRAÇÃO DO ANEMÔMETRO.	57
FIGURA 32 – POSICIONAMENTO DO SENSOR DE PRESSÃO.	58
FIGURA 33 - TERMOPAR E ANOMÔMETRO INSTALADOS NO DUTO PARA MEDIR A TEMPERATURA DO ESCOAMENTO.	60
FIGURA 34 - MOTOR ELÉTRICO.	62
FIGURA 35 - SENSOR DE ROTAÇÃO.	63
FIGURA 36 - INTERFACE DO VI DESENVOLVIDO EM LABVIEW.	64
FIGURA 37 – VISTA GERAL DA BANCADA DE FLUXO.	65
FIGURA 38 - DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DA INTERFACE.	66
FIGURA 39 - TANQUE DE EQUALIZAÇÃO USADO NA BANCADA.	67
FIGURA 40 - SENSORES DE PRESSÃO INSTALADOS NO COLETOR DE ADMISSÃO.	68

FIGURA 41 – DETALHE DA POSIÇÃO DA TOMADA DE PRESSÃO.	68
FIGURA 42 – EXTENSÃO DO DUTO PRIMÁRIO.	69
FIGURA 43 – COLETORES DE ADMISSÃO COM DIFERENTES VOLUMES DE PLENO.	69
FIGURA 44 – COLETORES ESTUDADOS ATRAVÉS DA SIMULAÇÃO NUMÉRICA.	71
FIGURA 45 – COLETOR 1 REPRESENTADO NO FORMATO .gtm.	72
FIGURA 46 – COLETOR ORIGINAL REPRESENTADO NO FORMATO .gtm.	73
FIGURA 47 – DETALHE DO PLENO DOS COLETORES: (A) ORIGINAL E (B) PARTE DO PLENO DO COLETOR 1.	74
FIGURA 48 – REPRESENTAÇÃO DO COLETOR DE ESCAPE, TANQUE EQUALIZADOR E DUTO PARA MEDIDA DE VAZÃO NO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA.	75
FIGURA 49 – MAPEAMENTO DO EIXO DO COMANDO DE VÁLVULAS.	77
FIGURA 50 – ALTURA DE ABERTURA DE VÁLVULA VERSUS ÂNGULO DE GIRO DO COMANDO DE VÁLVULAS.	78
FIGURA 51 – LEVANTAMENTO DO C_D NA BANCADA EXPERIMENTAL.	80
FIGURA 52 – DETALHAMENTO DA AFIXAÇÃO DO CABEÇOTE E PONTOS DE MEDIÇÃO DE PRESSÃO PARA LEVANTAMENTO DO C_D	80
FIGURA 53 – EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA OBTIDA EXPERIMENTALMENTE (MÉDIA EXPERIMENTAL, COMP. PRIM. 150 mm).	83
FIGURA 54 – EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA OBTIDA EXPERIMENTALMENTE (MÉDIA EXPERIMENTAL, COMP. PRIM. 300 mm).	84
FIGURA 55 – PRESSÃO NA ENTRADA DA VÁLVULA DE ADMISSÃO (COLETOR 1, COMP. PRIM. 150 mm A 2500 rpm).	85
FIGURA 56 - PRESSÃO NA ENTRADA DA VÁLVULA DE ADMISSÃO (COLETOR 1, COMP. PRIM. 300 mm A 2500 rpm).	86
FIGURA 57 – PRESSÃO NA ENTRADA DA VÁLVULA DE ADMISSÃO (COLETOR 2, COMP. PRIM. 150 mm A 2500 rpm).	86
FIGURA 58 – PRESSÃO NA ENTRADA DA VÁLVULA DE ADMISSÃO (COLETOR 2, COMP. PRIM. 300 mm A 2500 rpm).	87
FIGURA 59 – PRESSÃO NA ENTRADA DA VÁLVULA DE ADMISSÃO (COLETOR 3, COMP. PRIM. 150 mm A 2500 rpm).	87
FIGURA 60 – PRESSÃO NA ENTRADA DA VÁLVULA DE ADMISSÃO (COLETOR 3, COMP. PRIM. 300 mm A 2500 rpm).	88
FIGURA 61 – PRESSÃO NA ENTRADA DA VÁLVULA DE ADMISSÃO (COLETOR ORIGINAL, COMP. SEC. 180 mm, 100% DE ABERTURA DA BORBOLETA A 2500 rpm).	89
FIGURA 62 – EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA COLETOR 1, COMP. PRIM. 150 mm (EXPERIMENTAL X SIMULADO).	90
FIGURA 63 – EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA COLETOR 1, COMP. PRIM. 300 mm (EXPERIMENTAL X SIMULADO).	91
FIGURA 64 – EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA COLETOR 2, COMP. PRIM. 150 mm (EXPERIMENTAL X SIMULADO).	91
FIGURA 65 – EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA COLETOR 2, COMP. PRIM. 300 mm (EXPERIMENTAL X SIMULADO).	92
FIGURA 66 – EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA COLETOR 3, COMP. PRIM. 150 mm (EXPERIMENTAL X SIMULADO).	92
FIGURA 67 – EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA COLETOR 3, COMP. PRIM. 300 mm (EXPERIMENTAL X SIMULADO).	93
FIGURA 68 – EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA COLETOR ORIGINAL (EXPERIMENTAL X SIMULADO).	93
FIGURA 69 – PICOS DE EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA: COLETOR 1 COMP. PRIM. DE 150, 300 E 450 mm.	94
FIGURA 70 – PICOS DE EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA: COLETOR 2 COMP. PRIM. DE 150, 300 E 450 mm.	95
FIGURA 71 – PICOS DE EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA: COLETOR 3 COMP. PRIM. DE 150, 300 E 450 mm.	95
FIGURA 72 – PICOS DE EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA VARIANDO O SECUNDÁRIO DO COLETOR ORIGINAL.	96
FIGURA 73 – SIMULAÇÃO NUMÉRICA COLETOR 1 COMP. PRIM. 300 mm: EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA AR X AR-COMBUSTÍVEL.	97
FIGURA 74 – SIMULAÇÃO NUMÉRICA COLETOR 1 COMP. PRIM. 150 mm: EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA AR X AR-COMBUSTÍVEL.	98
FIGURA 75 – PRESSÃO MÉDIA EFETIVA INDICADA LÍQUIDA E EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA.	99

FIGURA 76 – FLUXO TURBULENTO, COLETOR 3 COM 150 mm DE PRIMÁRIO A 2.500 rpm.	100
FIGURA 77 – FLUXO TURBULENTO, COLETOR 2 COM 150 mm DE PRIMÁRIO A 2.500 rpm.	101
FIGURA 78 – FLUXO TURBULENTO, COLETOR 1 COM 150 mm DE PRIMÁRIO A 2.500 rpm.	102
FIGURA 79 – PROJETO INICIAL DO COLETOR QUADRIBALL.....	104
FIGURA 80 – EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA: COLETOR ORIGINAL X COLETOR QUADRIBALL INICIAL.....	105
FIGURA 81 – CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DO COLETOR QUADRIBALL: (A) INICIAL E (B) FINAL.....	106
FIGURA 82 – EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA: COLETOR ORIGINAL X COLETOR QUADRIBALL.	107
FIGURA 83 – POTÊNCIA INDICADA: COLETOR ORIGINAL X COLETOR QUADRIBALL.....	107
FIGURA 84 – FLUXO MÁSSICO DE ADMISSÃO E ESCAPE EM CONJUNTO COM O PERFIL DE ABERTURA DE VÁLVULAS: COLETOR ORIGINAL E COLETOR QUADRIBALL.	108

Lista de Tabelas

TABELA 1 – DEFINIÇÃO DAS VARIÁVEIS POR MODELO ACÚSTICO E ELÉTRICO.	27
TABELA 2 - PARÂMETROS DO MOTOR.	37
TABELA 3 – ABERTURA E FECHAMENTO DE VÁLVULAS.....	50
TABELA 4 - VALORES DE VAZÃO MÁSSICA E VOLUMÉTRICA TEÓRICA DE AR.	52
TABELA 5 - VALORES DE ENSAIO DE CALIBRAÇÃO.....	55
TABELA 6 - CARACTERÍSTICAS DO SENSOR DE PRESSÃO DANFOSS AKS 33.	59
TABELA 7 – DIMENSÕES DOS COLETORES DE ADMISSÃO.....	71
TABELA 8 – DIMENSÕES DO COLETOR DE ESCAPE.	74
TABELA 9 – PARÂMETROS IMPLEMENTADOS NO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA.	76
TABELA 10 – SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA EM CADA CILINDRO....	103

Sumário

AGRADECIMENTOS.....	II
RESUMO.....	IV
ABSTRACT.....	V
LISTA DE FIGURAS.....	VI
LISTA DE TABELAS.....	IX
SUMÁRIO.....	X
1 – INTRODUÇÃO.....	1
2 – OBJETIVOS.....	3
3 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
3.1 – COLETORES E DUTOS DE ADMISSÃO.....	5
3.1.1 – VÁLVULAS DE ADMISSÃO E ESCAPE	9
3.1.2 – Movimento das válvulas.....	12
3.2 – FLUXO ATRAVÉS DE VÁLVULAS.....	15
3.2.1 – Eficiência volumétrica teórica.....	19
3.2.2 – Tipo de combustível e razão ar-combustível	20
3.2.3 – Efeito da razão da pressão entre admissão e exaustão	21
3.2.4 – Perdas por atrito.....	21
3.2.5 – Regiões de formação de vórtices.....	22
3.3 – Afinação de coletores de admissão (tuning)	23
3.3.1 – Ressonador de Helmholtz.....	24
3.4 – A inércia do gás.....	29
3.4.1 – Pulsação do gás.....	30
3.5 – MÉTODOS DE PROJETO PARA UM COLETOR DE ADMISSÃO	33
3.5.1 – EFEITOS DA GEOMETRIA DO COLETOR NO DESEMPENHO DO MOTOR	35
3.5.1.1 – O MODELO DE SIMULAÇÃO	35
3.5.1.2 – OS MODELOS PARA O CILINDRO E A VÁLVULA.....	36
3.5.1.3 – VALIDAÇÃO DO MODELO.....	36
3.5.1.4 – Efeitos das dimensões dos componentes na eficiência volumétrica	39
3.6 – SIMULAÇÃO NUMÉRICA UNIDIMENSIONAL	43
3.6.1 – Modelagem do fluxo	44
3.6.2 – TIME STEP E DISCRETIZAÇÃO	45
3.6.3 – PERDAS POR ATRITO EM DUTOS.....	46
3.6.4 – PERDA DE CARGA.....	46
3.6.5 – COEFICIENTE DE DESCARGA	47
4 – MATERIAIS E MÉTODOS.....	49
4.1 – INSTRUMENTAÇÃO PARA MEDIDA DE VAZÃO	50
4.1.1 – Anemômetro.....	50
4.1.2 – Placa de orifício	53
4.1.3 – Calibração do anemômetro.....	55
4.2 – SENSORES DE PRESSÃO PARA A BANCADA DE FLUXO.....	57
4.2.1 – Pressão esperada no interior do cilindro.....	58
4.2.2 – Pressão esperada nos dutos de admissão e escapamento	58
4.3 – SENSORES E TRANSMISSORES DE TEMPERATURA	60
4.4 – POTÊNCIA DO MOTOR ELÉTRICO PARA AÇÃOAMENTO DO MOTOR ALTERNATIVO	61
4.5 – MEDIDORES DE ROTAÇÃO E POSIÇÃO ANGULAR	63
4.6 – AQUISIÇÃO DE DADOS.....	63
4.7 – TANQUE DE EQUALIZAÇÃO	67
4.8 – COLETOR ORIGINAL.....	67
4.9 – COLETORES DE ACRÍLICO.....	68
4.10 – SIMULAÇÃO NUMÉRICA	70
4.10.1 – Geometria.....	70
4.10.2 – Dados de entrada para simulação numérica.....	75

<i>4.10.3 – Mapeamento do comando de válvulas</i>	<i>76</i>
<i>4.10.4 – Implementação do coeficiente de descarga – C_D.....</i>	<i>78</i>
<i>4.10.5 – Critérios de convergência.....</i>	<i>81</i>
5 – RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	83
<i>5.1 – RESULTADOS EXPERIMENTAIS</i>	<i>83</i>
<i>5.2 – PRESSÃO RELATIVA DO AR NA ENTRADA DA VÁLVULA DE ADMISSÃO.....</i>	<i>84</i>
<i>5.3 – EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA: EXPERIMENTAL X SIMULADO.....</i>	<i>89</i>
<i>5.4 – EFEITO RESSONADOR DE HELMHOLTZ</i>	<i>94</i>
<i>5.5 – INFLUÊNCIA DO COMBUSTÍVEL (ETANOL) SOBRE A EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA.....</i>	<i>96</i>
<i>5.6 – PRESSÃO MÉDIA EFETIVA INDICADA</i>	<i>98</i>
<i>5.7 – IMAGENS CÂMERA DE ALTA VELOCIDADE.....</i>	<i>99</i>
<i>5.8 – COLETOR OTIMIZADO.....</i>	<i>103</i>
6 – CONCLUSÕES.....	109
6 – SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	113
7 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	115
8 – APÊNDICES	121
9 – ANEXOS.....	139
<i>DVD com imagens do fluxo de ar no coletor de admissão</i>	

1 – INTRODUÇÃO

A criação do motor quatro tempos pelos alemães Nikolaus August Otto e Eugen Langen em 1876, a partir da idéia proposta por Beau de Rochas em 1872, possibilitou a humanidade atingir uma nova fase na evolução tecnológica, pois o motor a combustão interna (MCI) passou a operar como uma ferramenta indispensável na geração de energia mecânica útil. Ao passar do tempo, muitas inovações foram incorporadas aos motores, tais como: eletrônica embarcada, a química dos óleos e combustíveis, a ciência dos materiais, além de outras estratégias que contribuíram para o aperfeiçoamento do sistema de admissão e exaustão dos motores de combustão interna.

Durante o processo de admissão do ar nota-se que sua aspiração não é eficiente, ou seja, o volume do cilindro não é completamente ocupado, devido à variação de sua massa específica e perdas de carga ao longo do sistema de alimentação. Em consequência disto, a eficiência volumétrica no cilindro atinge valores menores que os desejados, o que afeta diretamente o desempenho do motor.

Com as presentes preocupações ambientais, aquecimento global, melhora da qualidade de vida (principalmente nos grandes centros), melhor aproveitamento das fontes energéticas e tentativas de popularização de novas fontes, este trabalho tem a pretensão de contribuir com estudos experimentais e validação teórica do processo de admissão de um motor a combustão interna objetivando a melhora em sua eficiência.

Essa vertente de estudos foi inaugurada no Laboratório de Motores, do Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos (NETeF), por Silva (2004) e este trabalho presta-se a

aprofundar esses estudos utilizando novas ferramentas e diferentes métodos de estudo de coletores de admissão. Para isso foi construída uma bancada de fluxo com diversos sensores capazes de fornecer vários parâmetros que influenciam na eficiência volumétrica de um MCI.

2 – OBJETIVOS

O principal objetivo desse trabalho é estudar formas de aumentar a eficiência volumétrica de motores de combustão interna através do projeto de coletores de admissão.

Para isso, outros objetivos são formulados:

1. Projetar e construir uma bancada de fluxo capaz de simular os processos que ocorrem nos motores, exceto a combustão.
2. Projetar e construir coletores com diferentes geometrias para que se torne possível a validação do modelo numérico e a visualização do escoamento.
3. Realizar a validação das simulações numéricas através dos resultados experimentais, possibilitando assim a repetibilidade dos casos estudados e maior flexibilidade no estudo de várias geometrias de coletores.
4. Elaborar uma configuração inédita de um coletor de admissão para o aperfeiçoamento de um regime de funcionamento do motor de combustão interna, visando à maior eficiência volumétrica e desempenho.

3 – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os processos de fluxo de gases entrando e saindo de um motor são todos transientes, ou seja, a pressão, a temperatura e a velocidades das partículas em um duto variam com o tempo. No caso do fluxo de exaustão, o comportamento transiente do fluxo dos gases é produzido pela queda de pressão no momento da abertura rápida das válvulas de escape. No caso do fluxo no interior do cilindro, que passa pelas válvulas de admissão, a área varia com o tempo. A pressão no coletor de entrada altera-se devido à pressão no cilindro, afetada pelo movimento do pistão (BLAIR, 1999).

3.1 – Coletores e dutos de admissão

A principal função dos dutos de admissão em motores de combustão interna é conduzir o ar atmosférico até os cilindros, garantindo que haja uniformidade de massa de ar entre eles. Além disso, os dutos possuem as funções de otimizar o rendimento volumétrico e produzir baixas perdas de pressão ao longo do escoamento de ar. A uniformidade de entrada de ar em cada cilindro impõe que o ar admitido escoe através de geometrias similares. É de se esperar, portanto, que a geometria dos dutos seja projetada de acordo com as características do motor. Logo, isso significa dizer que o comprimento e o diâmetro do duto, e eventuais câmaras intermediárias, têm um papel fundamental no projeto de sistemas de admissão, levando-se ainda em consideração os complexos efeitos pulsantes com variações temporais e espaciais (HANRIOT, 2001).

O motor de combustão interna é uma máquina térmica em que o gás é admitido e descarregado através das válvulas que trabalham de modo alternativo. Como consequência, o movimento do gás é pulsante e não estacionário, ou seja, a velocidade e a pressão variam no tempo. Isso é determinado pela diferença de pressão entre a entrada do duto de admissão e o cilindro. No interior do duto, sobrepostos ao movimento do gás, surgem também, os fenômenos oscilatórios. Ocorrem, portanto, fenômenos de inércia (movimento do gás) e fenômenos pulsantes (oscilação de pressão devido ao movimento das válvulas e do pistão) (HANRIOT, 2001).

Os objetivos de se projetar um coletor de admissão, segundo Heisler (1995), são para promover:

- um fluxo o mais direto possível para cada cilindro;
- uma quantidade igual de carga para cada cilindro;
- uma distribuição uniforme de intensidade de mistura para cada cilindro;
- um intervalo de aspiração igual entre as derivações de dutos;
- o menor diâmetro possível para que se mantenha adequada a velocidade do ar em baixas rotações do motor, sem afetar a eficiência volumétrica nas rotações mais altas;
- um meio em que se evite interferências entre os fluxos de cada cilindro;
- uma carga mensurável do efeito RAM.

Coletores de admissão e de exaustão exercem os maiores efeitos sobre o desempenho, poluição sonora e emissões de poluentes de motores alternativos. Todos os gases admitidos e expulsados pelo movimento dos pistões sofrem influência direta dos condutos de admissão e exaustão. Basicamente, melhorar o desempenho de um sistema de admissão é proporcionar altas pressões de massa de ar sobre a válvula de admissão, elevando assim a quantidade de gás

que entra no cilindro. O período em que se deve manter essa alta pressão é entre o PMI (na admissão) e um instante após o fechamento da válvula, isso permite que o processo de aspiração se estenda significativamente além do PMI, armazenando assim uma quantidade de ar significativa sob alta pressão que evita qualquer aparecimento de fluxo reverso dentro do coletor (WINTERBONE e PEARSON, 1999).

Para ilustrar a variação drástica de ondas de pressão e movimento das partículas causados no fluxo transiente, compara-se este fluxo com um fluxo permanente nas Figs. 1(a) a 1(d). Estas fotografias foram obtidas utilizando o método Schlierem, um princípio óptico de obtenção da variação do índice de refração e massa específica dos gases. Os gases são lançados na atmosfera e a frequência das pulsações é de 1.000 rpm. Na Fig. 1(a), observa-se o pulso dos gases logo na saída para a atmosfera, e é claramente bi-dimensional. Observando a Fig. 1(b), o pulso já está na atmosfera com três dimensões bem definidas e o início do movimento rotacional das partículas dos gases está se formando. Na Fig. 1(c) pode-se ver a frente da onda esférica completamente formada e as partículas sendo impelidas para dentro da atmosfera em uma forma de vórtices toroidais. Por fim, na Fig. 1(d), no momento em que foi capturada a imagem a frente de onda já não estava mais na posição da câmera, mas podem-se observar os vórtices das partículas de gás com considerável turbulência (BLAIR, 1999).

Figura 1 – (a) Pulso de exaustão na terminação de um tubo. (b) Frente de pulso de exaustão propagando na atmosfera. (c) Propagação do pulso seguido pelos vórtices toroidais de partículas de gás. (d) O vórtice toroidal de partículas de gás prossegue na atmosfera.

Fonte: Blair (1999).

Por razão das características de performance de um motor serem significativamente controladas por este comportamento transientes de gases, convém que para se projetar um motor, compreenda-se claramente estes mecanismos de fluxo. Isto é verdadeiro para todos os motores, tanto para um motor de 2 hp de um cortador de grama, quanto para um motor de 1.000 hp de um barco de competição.

Benajes (1997) mostra a relação entre os pulsos de pressão gerados na admissão a partir do fechamento das válvulas com as dimensões de dutos primários e secundários, e volume do pleno, sendo que, esses pulsos refletem ao encontrar a região fora do coletor e também interferem nos outros cilindros (Fig. 2).

Figura 2 – Pulso de pressão presente no coletor de admissão.

Fonte: Benajes (1997).

Segundo Maftouni et al. (2006), um dos objetivos de se projetar um coletor de admissão, visando a melhor eficiência volumétrica para o MCI é proporcionar uma distribuição uniforme entre todos os cilindros. Sendo assim, recomenda-se buscar sempre uma simetria entre os dutos do coletor. Desta forma, são mostrados alguns parâmetros a serem considerados:

- distribuição uniforme do ar para todos os cilindros;
- o mínimo de resistência ao fluxo nos dutos;
- utilizar as ondas de pressão de forma a aumentar o enchimento dos cilindros;
- eliminar fluxos turbulentos e cantos desnecessários;
- escolher a posição do corpo de borboleta corretamente, levando-se em consideração a simetria com o pleno.

3.1.1 – Válvulas de admissão e escape

As válvulas de admissão e escape também influenciam muito na eficiência volumétrica de um MCI. No projeto do motor devem-se levar em consideração vários fatores que tenham como objetivo minimizar a resistência ao fluxo nas regiões próximas a válvula.

Kowalewicz (1984) mostra que a área de seção transversal deve diminuir regularmente até chegar à sede da válvula, onde se encontra a menor seção transversal. Ao longo do cone transiente formado pela sede de válvula a porta deve ter um formato de difusor com o objetivo de restaurar parte da pressão dinâmica, sendo assim, reduzindo a perda de carga durante o fluxo (Fig. 3). Kowalewicz também demonstra formas de se calcular a área livre de fluxo, e com o gráfico na mesma figura, exemplifica a variação da área ao longo da porta de válvula.

Figura 3 – Porta de admissão com baixa resistência ao fluxo.

Fonte: Kowalewicz (1984).

A expulsão dos gases de exaustão do cilindro é melhorada abrindo-se a válvula de escape antes que o pistão tenha atingido completamente o PMI de sua fase de potência motriz e atrasando-se o fechamento da válvula, até que o pistão já tenha iniciado a fase de admissão. Analogamente, para melhorar o preenchimento de mistura ar/combustível no interior do cilindro, a válvula de admissão é projetada para abrir-se imediatamente antes que o pistão atinja o PMS na fase de exaustão. A válvula de admissão, portanto, permanece aberta por toda a fase de admissão de ar-combustível e parte da fase de compressão. O movimento angular

total em que tanto a válvula de admissão quanto a de exaustão estão simultaneamente abertas na região de PMS é conhecido como cruzamento de válvulas (HEISLER, 1995).

Para maximizar a saída dos gases do cilindro, a válvula de escape é aberta assim que o pistão se aproxima do PMI em sua fase de potência. Conseqüentemente, quando a válvula de exaustão é aberta, os gases produtos da combustão estão a uma pressão em torno de 3 a 4 bar (HEISLER, 1995) e são eliminados pelo sistema de descarga. A expulsão antecipada da maioria dos gases por sua própria energia cinética minimiza o trabalho realizado pelo pistão na descarga dos gases. É importante observar que uma abertura antecipada da válvula de exaustão no curso de potência motriz do pistão não representa uma grande perda de energia, uma vez que a válvula tem sua abertura iniciada quando o pistão já tem sua velocidade reduzida (próximo do PMI).

Durante a fase inicial do processo de admissão o pistão acelera e atinge sua velocidade máxima aproximadamente na metade do curso. Após este ponto, seu movimento é desacelerado até atingir o repouso no final do curso (PMI). Portanto, a pressão no interior do cilindro na fase de admissão varia conforme o ângulo em que se encontra o pistão (Fig. 4).

A depressão no interior do cilindro é continuamente reduzida até atingir no PMI o valor novamente da pressão atmosférica. Após o PMI, o atraso no fechamento da válvula de admissão permite que a massa de ar admitida, devido a sua inércia, continue a entrar no cilindro, contrária ao movimento do pistão que está em seu curso de compressão. Portanto, como uma maior quantidade de mistura entra no interior do cilindro, a pressão interna tende a aumentar para valores acima da pressão atmosférica, atingindo em torno de 0,1 bar manométrico (HEISLER, 1995).

Figura 4 – Pressão no cilindro x ângulo da manivela

Fonte: Heisler (1995)

3.1.2 – Movimento das válvulas

Para induzir uma maior quantidade de ar para o interior do cilindro, a válvula de admissão inicia sua abertura no final da fase de descarga do pistão, quando os gases produtos da combustão possuem velocidade suficiente para formar uma região de depressão no início do processo de descarga. Se a válvula de admissão tem sua abertura iniciada muito cedo, parte dos gases de exaustão e aqueles não consumidos podem ser empurrados em direção ao duto de admissão, através da válvula de admissão, ao invés de serem conduzidos para a descarga. Isto pode ocorrer quando a válvula borboleta está parcialmente fechada e a depressão média no duto de admissão é maior que aquela presente no interior do cilindro.

O atraso no fechamento da válvula de admissão para depois do PMI (na fase de compressão) tem por objetivo utilizar a inércia da mistura ar-combustível movendo-se em direção à porta da válvula. Isto proporciona um tempo maior de entrada de mistura para o interior do cilindro, aumentando assim a massa específica no seu interior, com um conseqüente aumento do rendimento volumétrico em situações de alta rotação do motor. O

efeito causado por esse fenômeno é conhecido como “Efeito RAM” (BENSON, 1986). Entretanto, em baixas velocidades, quando há insuficiente *momentum* e massa específica de ar, o movimento do pistão em sua fase de compressão em direção ao PMS pode empurrar a mistura de ar e combustível de volta ao duto de admissão, reduzindo consideravelmente o rendimento volumétrico.

Para obter um melhor rendimento volumétrico nos motores de alto desempenho, dá-se ao sistema de admissão uma geometria particular para garantir o melhor aproveitamento possível dos gases de inércia e dos efeitos de pulsação (ondas de pressão que viajam com velocidade sônica) que ocorrem no interior da massa gasosa. Os gases possuem massa e, portanto, seguem a Lei da Inércia: Uma vez em movimento, não pararam repentinamente; se estão parados demoram a entrar em movimento novamente. Quando o pistão se aproxima do PMI ao fim do ciclo de aspiração, inverte seu movimento e inicia sua trajetória rumo ao PMS. A mistura ar-combustível proveniente do duto não pára subitamente, mas graças à inércia, continua a entrar no cilindro. A fim de aproveitar este fenômeno com propósito de melhorar o rendimento do cilindro, ou seja, o rendimento volumétrico, a válvula de aspiração se fecha com um razoável retardo em relação ao PMI. Esse atraso deve ser tanto maior quanto mais elevado for o regime de rotação no qual se obtém o torque máximo. O ideal seria que a coluna gasosa que sai do duto para o cilindro parasse exatamente quando a válvula terminasse de fechar, mas para cada fase da distribuição isto só pode acontecer em um determinado regime de rotação. Em velocidades muito elevadas, a válvula se fecha quando os gases ainda não estão parados; enquanto em baixas velocidades, ela se fecha quando os gases não só estão parados, mas já inverteram seu movimento completamente. Para cada comprimento dos dutos de aspiração corresponde um regime segundo o qual o aproveitamento da inércia dos gases é o melhor possível.

Desenvolvendo a geometria dos dutos de aspiração também é possível aproveitar os fenômenos de pulsação – o ideal é que no momento em que a válvula está para se fechar chegue uma onda de pressão positiva capaz de, como um “pistão fluido”, empurrar para dentro do cilindro uma certa quantidade de gás que normalmente não entraria.

Os benefícios do “efeito RAM” em uma coluna de duto de admissão, em contrapartida ao fluxo reverso causado pela redução no espaço do cilindro, tornam-se contraproducente em baixas velocidades de rotação. Isso porque em baixas velocidades de indução, não há uma grande inércia no movimento do ar de admissão e conseqüentemente a quantidade de massa de ar no interior do cilindro se torna reduzida. A Fig. 5 mostra os efeitos da rotação do motor no rendimento volumétrico para diferentes valores angulares de fechamento da válvula de admissão.

Figura 5 – Rendimento volumétrico x rotação

Fonte: Heisler (1995)

Os benefícios em atrasar o fechamento da válvula de exaustão, bem como adiantar a abertura da válvula de admissão, causando um cruzamento entre as válvulas de admissão e descarga são mais eficazes a partir de médias para altas rotações (de 4.000 rpm em diante).

Infelizmente, as vantagens na abertura precoce da válvula de admissão e fechamento atrasado da válvula de descarga causam efeitos negativos nas emissões de gases de exaustão.

A válvula de exaustão fechando atrasada induz a carga de ar-combustível entra na câmara de combustão durante uma parte do curso do pistão na fase de admissão quando o motor está a um regime de rotação mais elevado. Entretanto, quando a velocidade do motor é reduzida, uma parcela da carga de ar-combustível não entra efetivamente no cilindro, mas somente é carregada para o sistema de descarga em conjunto com os gases que são produtos da combustão.

A perda de carga de mistura para o sistema de exaustão torna-se mais pronunciada se o atraso da válvula de descarga é elevado e a rotação é baixa, conseqüentemente, haverá um aumento dos gases não consumidos na combustão e larga quantidade de hidrocarbonetos e monóxido de carbono presentes na composição dos gases de escapamento.

Deve-se observar que, quando a válvula borboleta é progressivamente fechada, o aumento de depressão no duto de admissão pode induzir os gases não queimados a caminhar em direção ao conduto de admissão.

3.2 – Fluxo através de válvulas

As válvulas, juntamente com suas portas de válvulas, são as mais importantes restrições de fluxo em sistemas de admissão e exaustão em MCI de 4 tempos. Por isso a seguir são observadas algumas de suas características.

Na Fig. 6 alguns parâmetros geométricos principais de válvulas e sede de válvulas podem ser observados. Para pequenos deslocamentos da válvula, a área mínima de deslocamento do fluido corresponde ao tronco do cone circular entre a válvula e a sua sede (HEYWOOD, 1988).

$$\frac{w}{\sin \beta \cos \beta} > L_v > 0$$

Nesse estágio a área mínima é dada por:

$$A_m = \pi L_v \cos \beta \left(D_v - 2w + \frac{L_v}{2} \sin 2\beta \right)$$

Onde: β é o ângulo do assento da válvula, L_v é o deslocamento da válvula, D_v é o diâmetro da cabeça da válvula e w é a largura do assento da válvula.

No segundo estágio, a área mínima está relacionada ainda com a inclinação da superfície do tronco de cone circular, contudo não é mais perpendicular ao assento. O ângulo base do cone cresce de $(90^\circ - \beta)$ até 90° .

Nesse estágio tem-se:

$$\left[\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} \right) - w^2 \right]^{1/2} + w \tan \beta \geq L_v > \frac{w}{\sin \beta \cos \beta}$$

E a área mínima:

$$A_m = \pi D_m \left[(L_v - w \tan \beta)^2 + w^2 \right]^{1/2}$$

Onde: D_p é o diâmetro da porta da válvula, D_s é o diâmetro da haste da válvula e D_m o diâmetro médio do assento da válvula $(D_v - w)$.

O último estágio ocorre quando a válvula está no curso próximo à abertura máxima, e a menor área de escoamento é dada pela área da válvula menos a área do eixo da válvula.

$$L_v > \left[\left(\frac{D_p^2 - D_s^2}{4D_m} \right) - w^2 \right]^{1/2} + w \tan \beta$$

e

$$A_m = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_s^2)$$

L_v/D tem seus valores típicos mostrados por Heywood (1988): $L_v/D \leq 0,123$ no primeiro estágio, e $L_v/D \geq 1,125$ no segundo estágio. Na Fig. 6 observam-se os valores típicos de deslocamento da válvula e os três diferentes estágios da área de deslocamento em função do eixo de comando de válvulas.

Figura 6 – Deslocamento de válvula e área de deslocamento (diâmetros: admissão – 3,6 cm e exaustão – 3,1 cm). Fonte: Heywood (1988).

Heywood (1988, apud HANRIOT, 2001) demonstra a relação entre o coeficiente de descarga (C_D) e a vazão mássica através da válvula. Usualmente a vazão mássica é descrita pela equação de escoamento compressível através de uma restrição, a equação é derivada de

uma consideração de escoamento unidimensional, compressível, isentrópico, em que os efeitos do escoamento real são incluídos através de C_D , obtidos experimentalmente. O escoamento do ar está relacionado com a pressão e temperatura de estagnação, p_0 e T_0 , imediatamente antes da válvula, com a pressão estática (p_T) imediatamente após a restrição e uma área de referencia (A_R) caracterizada por um valor de projeto. A equação que define a vazão mássica é a seguinte:

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

Em um escoamento sônico, o estrangulamento na porta da válvula ocorre quando $p_T/p_0 \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\gamma/(\gamma+1)}$ (para o escoamento no interior do duto de admissão, p_0 é a pressão na porta da válvula, e p_T representa a pressão no cilindro). Para essa situação Heywood (1988) demonstra que a vazão mássica é dada por:

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R p_0}{(RT_0)^{1/2}} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)}$$

Onde: C_D é o coeficiente de descarga, γ a razão entre calores específicos a pressão constante e a volume constante, p_0 é a pressão na porta da válvula, p_T a pressão no cilindro, T_0 a temperatura na porta da válvula, R a constante dos gases (considerado ideal) e A_R a área de referência.

Segundo Hanriot (2001), o valor de C_D e A_R estão relacionados. O coeficiente de descarga pode ser definido como a razão entre a área de referência e a área isentrópica. No entanto, o produto $C_D * A_R$ é a área efetiva da restrição do escoamento do fluido, ou área

isentrópica (A_{is}). Várias áreas de referência já foram usadas, e Heywood (1988) cita as seguintes expressões: área da cabeça da válvula igual a $\pi D_v^2/4$, área na porta da válvula igual a $\pi D_p^2/4$ e a área de cortina igual a $\pi D_v L_v$ (L_v é o deslocamento da válvula). A forma mais utilizada é a que considera a área de cortina.

3.2.1 – Eficiência volumétrica teórica

Segundo Heywood (1988), a eficiência volumétrica é calculada para se poder mensurar a efetividade dos sistemas de admissão e exaustão de motores 4 tempos, assim como o bombeamento de ar, e é definida por:

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_a V_d N} \quad (1)$$

Onde: $\dot{m}_a$ é o fluxo mássico de ar [kg h^{-1}], ρ_a é a massa específica do ar [kg m^{-3}], V_d é o volume total deslocado [m^3] e N é a rotação do motor [rph].

A eficiência volumétrica pode ser afetada pelas seguintes variáveis de operação do motor:

- Tipo de combustível, razão ar/combustível e fração vaporizada de combustível no sistema de admissão;
- Temperatura da mistura como influência a transferência de calor;
- Razão entre as pressões de admissão e exaustão;
- Taxa de compressão;
- Rotação do motor;
- Projeto das válvulas de admissão e exaustão (geometria, diâmetro, altura e tempo de abertura).

3.2.2 – Tipo de combustível e razão ar-combustível

No motor de ignição por centelha a presença de combustível na fase gasosa (e vapor d'água) reduz a pressão parcial de ar, no sistema de admissão, abaixo da pressão da mistura.

$$P_i = P_{ar,i} + P_{comb,i} + P_{\text{água},i}$$

Heywood (1988) afirma que para combustíveis líquidos tais como a gasolina o efeito de vapor de combustível e, portanto a razão combustível-ar é pequena. Para combustíveis gasosos a eficiência volumétrica é reduzida significativamente pelo vapor de combustível na admissão da mistura (Fig. 7).

Figura 7 – Efeito de combustível (vapor) na pressão parcial de ar de entrada.

Fonte: Heywood (1988).

3.2.3 – Efeito da razão da pressão entre admissão e exaustão

Como a razão de pressão (p_e/p_i) e a taxa de compressão podem variar, a fração do volume ocupado no cilindro pelo gás residual na pressão de admissão varia. Quando este volume de gases residuais aumenta, implica na diminuição da eficiência volumétrica (Fig. 8)

Quando o gás escoar através dos sistemas de tubos, câmaras, portas e válvulas, estão presentes as forças de fricção, pressão e inércia. A relativa presença destas forças depende da velocidade do gás e do tamanho e forma destas passagens e suas junções.

Figura 8 – Perda de pressão no sistema de admissão em um motor 4 tempos, ignição por centelha.

Fonte: Heywood (1988).

3.2.4 – Perdas por atrito

Durante o tempo de admissão, devido ao atrito em cada parte do sistema de admissão, a pressão no cilindro é menor que a atmosférica. A queda de pressão total é a soma das perdas

de pressão em cada componente do sistema de admissão: filtro de ar, corpo de borboleta e válvula aceleradora, coletor, entrada e válvula de admissão. Para cada componente no sistema de admissão e exaustão, a equação de Bernoulli's fornece:

$$\Delta P_j = \xi_{ad} \rho v_j^2$$

Onde: ξ_{ad} é o coeficiente de resistência do sistema de admissão, ρ_j é a massa específica do ar na entrada do sistema de admissão e v_j é a velocidade média do ar na seção examinada.

Pela equação da continuidade tem-se:

$$v_j A_j = S_p A_p$$

$$\Delta P_j = P_{atm} - P = \xi_{ad} \rho v_j^2 = \rho S_p \xi_{ad} \left(\frac{A_p}{A_j} \right)^2$$

Ou ainda,

$$\Delta P_j = P_k - P_a = (\beta^2 - \xi_{ad}) \frac{v_{ad}^2}{2} \rho_j$$

Onde: P_k é a pressão na entrada do sistema de admissão (P_{atm}), P_a é a pressão no cilindro quando se encerra o processo de admissão e $\beta = w_c/w_{ad}$ é o coeficiente de amortecimento.

3.2.5 – Regiões de formação de vórtices

Devido ao fechamento da válvula de admissão depois do início do tempo de compressão, parte do fluxo reverso ou refluxo da mistura fresca do cilindro retorna ao coletor

de admissão. Este fluxo reverso é grande em baixas velocidades do motor e a altas velocidades é menor devido ao Efeito Ram.

Na Fig. 9 observa-se as regiões de recirculação próximas dos dutos primários de admissão, esse resultado foi obtido através de simulação numérica realizada por Ganesan et al. (2004) e isso ocorre quando o fluxo alcança a entrada dos dutos primários e diminui a medida em que aproxima da saída dos dutos. O modelo turbulento utilizado pelos pesquisadores foi $k-\varepsilon$, e a velocidade é em m s^{-1} .

Figura 9 – Simulação numérica de vetores velocidade em coletor de admissão.

Fonte: Ganesan et al. (2004).

3.3 – Afinação de coletores de admissão (*tuning*)

Os efeitos do fluxo sobre a eficiência volumétrica dependem da velocidade do ar no coletor de admissão, na porta da válvula e válvula. Velocidades locais para fluxo quase-uniformes são iguais a taxa de fluxo volumétrico dividida pela área transversal local. Desde que as dimensões do sistema de admissão e a válvula tenham uma relação com o diâmetro do cilindro, as velocidades no coletor terão relação direta com a velocidade do cilindro (HEYWOOD, 1988).

Um exemplo de afinação de coletor de admissão é mostrado por Heywood (1988) na Fig. 10, neste exemplo foi variado o comprimento dos dutos primários, seguindo a razão de 2 vezes o anterior. Observa-se que o coletor com 34 cm de comprimento do primário apresentou um achatamento do pico da curva em relação aos outros coletores, isso favorece o desempenho do motor, pois a eficiência se manteve relativamente alta em várias rotações.

Figura 10 – Efeito do comprimento dos dutos primários na eficiência volumétrica.

Fonte: Heywood (1988).

3.3.1 – Ressonador de Helmholtz

Heisler (1995) relata que uma carga indutiva produz um aumento na eficiência volumétrica em certas rotações de MCI. Os efeitos dessa carga extra são devido a inércia e elasticidade nos dutos de admissão e cilindro. Em rotações menores, para motores mais robustos com funcionamento de até 2000 rpm, são necessários dutos muito longos e isso seria impraticável. Uma forma alternativa e mais compacta é a utilização de um sistema de admissão se comportando como um ressonador de Helmholtz, que em sua configuração mais simples, é formado por uma câmara esférica e um duto conectado (Fig. 11). A câmara

corresponde ao pleno e aos dutos secundários, considerando que os dutos foram projetados para se comportarem como uma região de indução e afinação.

Figura 11 – Comparação entre um ressonador de Helmholtz e um sistema de admissão.

Fonte: Heisler (1995).

A frequência de ressonância da câmara e do duto é dada por:

$$n = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{LV}} \quad (1)$$

Onde: n é a frequência de ressonância [Hz], c é a velocidade do som no ar [m s^{-1}], A é a área da seção transversal [m^2], L é o comprimento do duto [m] e V é o volume do ressonador [m^3].

A principal função do ressonador de Helmholtz é encher qualquer tamanho de câmara, quando excitado, oscilará para dentro e para fora em sua própria frequência (frequência natural de vibração). Se uma única câmara estiver ligada quase diretamente a uma porta de válvula de admissão e os dutos abertos para a atmosfera se tornam uma região de admissão de

ar, logo toda vez que a válvula se abrir um pulso de pressão negativo causará um distúrbio no ar contido no ressonador e no duto.

Quando a rotação do motor se eleva até a rotação de frequência de pulso de onda de pressão correspondente a frequência natural do ar na câmara do ressonador, o ar do sistema ficará excitado até chegar a um estado de ressonância, produzindo uma série de ondas de pressão. Se bem sincronizadas, essas ondas favorecem a entrada de ar para o cilindro antes que a válvula se feche.

Engelman (1973) estabeleceu através de seus modelos matemáticos uma relação entre o coletor de admissão e um circuito elétrico. Nesta analogia, os indutores e capacitores correspondem aos dutos de admissão individualmente e aos volumes secundários do sistema. As frequências ressonantes do circuito são relacionadas com o sistema de entrada de ar. O modelo é analisado por um método matemático usado para circuitos elétricos ressonantes, a analogia é mostrada na Fig. 12. As comparações entre o modelo elétrico e acústico são mostradas na Tab. 1, onde as variáveis do modelo acústico são: V_D é o volume deslocado pelo cilindro; R é a taxa de compressão; l representa o comprimento dos componentes; A é a área da seção transversal dos componentes; e V é o volume nominal dos componentes.

Figura 12 – Analogia com um circuito elétrico.

Tabela 1 – Definição das variáveis por modelo acústico e elétrico.

<i>Modelo Elétrico</i>	<i>Modelo Acústico</i>	<i>Descrição</i>
C_1	$\frac{V_D}{2} \left(\frac{R+1}{R-1} \right)$	Volume efetivo do cilindro
L_1	$\frac{l_{prim}}{A_{prim}}$	Indutância de um duto individual
C_2	$3V_{prim} + V_{pleno}$	Volume dos outros dutos de entrada e do pleno
L_2	$\frac{l_{sec}}{A_{sec}}$	Indutância do secundário
a	$\frac{L_2}{L_1}$	Razão de indutância
b	$\frac{C_2}{C_1}$	Razão de capacitância

A equação característica para o circuito análogo é descrita por:

$$abL_1^2 C_1^2 f^4 - (ab + a + 1)L_1 C_1 f^2 + 1 = 0 \quad (2)$$

Onde as variáveis a , b , L_1 e C_1 são definidas pela Tab. 1. As duas soluções para a equação (1) são as duas frequências ressonantes, dadas por:

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(ab + a + 1) - \sqrt{(ab + a + 1)^2 - 4ab}}{2abL_1 C_1}} \quad (3)$$

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(ab + a + 1) + \sqrt{(ab + a + 1)^2 - 4ab}}{2abL_1 C_1}} \quad (4)$$

Onde f_1 é a frequência ressonância mais baixa e f_2 a mais alta. Razão de frequência X_1 e X_2 são definidas como a relação de f_1 e f_2 com f_p , que é determinado para um único duto de entrada dado por:

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{L_1 C_1}} \quad (5)$$

As frequências ressonantes do sistema de entrada são função dessas relações de frequência, logo:

$$N_1 = X_1 \cdot N_p \quad (6)$$

$$N_2 = X_2 \cdot N_p \quad (7)$$

Onde N_1 e N_2 são as frequências ressonantes e N_p é o pico em um único cilindro determinado pelo modelo de Helmholtz definido por:

$$N_p = 642 \cdot c \sqrt{\frac{A}{L V_D}} \sqrt{\frac{R-1}{R+1}} \quad (8)$$

Onde: N_p é a rotação onde o pico ocorre, c é a velocidade do som no duto [$m s^{-1}$], a A , L , e V_D são em cm^2 , cm e cm^3 , respectivamente. A constante 642 origina-se de conversões de unidades e é fixada a ressonância de Helmholtz em 2,1 vezes a frequência do pistão.

3.4 – A inércia do gás

O ar no interior de um duto possui energia cinética (energia de movimento). Este “conteúdo energético” do ar, se adequadamente aproveitado, pode determinar uma compressão no interior do cilindro exatamente no momento em que a válvula de admissão está se fechando. 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 tem em admitir ar atmosférico, sendo um parâmetro de medida da eficiência nos processos de admissão do ar. É definido como sendo a razão mássica de ar no duto de admissão pela taxa que o volume de ar é deslocado pelo pistão (HEYWOOD, 1988).

$$\eta_v = \frac{2 \dot{m}}{\rho_a V_d N} \quad (9)$$

Onde: $\dot{m}$ é a vazão mássica através do duto de admissão [$kg\ s^{-1}$]; V_d é o volume deslocado pelo pistão [m^3] (entre o PMS e o PMI); N é a rotação do motor [rpm] (eixo de manivelas); e ρ_a é a massa específica do ar admitido [$kg\ m^{-3}$].

Outro fator importante na determinação dos efeitos inerciais em um motor de combustão interna é chamado de fator de efeitos de inércia (K_i), definido por:

$$K_i = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_o} \quad (10)$$

Sendo $\dot{m}$ a vazão mássica do sistema com o duto de admissão [$kg\ s^{-1}$] e $\dot{m}_o$ a vazão mássica sem o duto de admissão [$kg\ s^{-1}$].

Como já comentado, o efeito RAM ocorre a partir da pressão produzida pelo choque da massa de ar contra a parede do pistão, aumentando assim a massa específica de ar, exatamente no momento em que a válvula se fecha. A massa específica do ar e, portanto, a massa de ar dentro do cilindro, pode 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.

3.4.1 – Pulsação do gás

Morse et al. (1938) foram alguns dos primeiros a mostrar a influência dos efeitos da produção de pulsos de pressão nos dutos de admissão pelo movimento alternativo das válvulas de admissão, e evidenciaram que o aproveitamento de tais flutuações de pressão pode ser usado no aumento do rendimento volumétrico dos motores.

As grandes variações de volume no cilindro, devidas ao movimento do pistão, produzem perturbações que, no caso das aberturas e fechamentos das válvulas de admissão e exaustão, se propagam como ondas de rarefação e compressão ao longo do conduto.

Com o movimento das válvulas, cria-se uma compressão na camada subsequente a válvula, que fica com a pressão ligeiramente maior que a seguinte, expandindo-se contra a mesma. A camada seguinte, 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 “mensagem” da aplicação de uma perturbação de pressão (onda de pressão) propaga-se com uma velocidade finita denominada velocidade de propagação da perturbação da onda ou velocidade do som (HANRIOT, 2001).

A onda gerada na abertura da válvula de admissão é chamada de pulso de pressão negativo, enquanto a onda refletida que viaja em direção a válvula é denominada onda de compressão. O intervalo, em graus do girabrequim, no qual o pulso de pressão negativo é

gerado e retorna é dado por θ (deslocamento angular do pistão). Na Fig. 13 pode-se observar uma relação teórica entre a variação da pressão na porta da válvula e os graus do girabrequim.

Na Fig. 13a observa-se que quando θ é igual a 90° a primeira onda de pressão refletida chega à porta da válvula com o pistão na metade de seu curso de descida e seu valor máximo é atingido no PMI. Nesse período, o segundo pulso de pressão refletido propaga-se da porta da válvula até a entrada do tubo e retorna. O movimento periódico dos pulsos de pressão movendo-se ao longo do duto de admissão forma uma gama de pulsos de pressão que na realidade diminuem em amplitude com o tempo. Através da soma das duas curvas tracejadas, a pressão resultante na entrada da porta da válvula é mostrada pela linha cheia. A região com hachuras indica a diferença de pressão existente entre a porta da válvula e o interior do cilindro. É essa diferença de pressão resultante entre o pulso gerado e o refletido que determina a efetiva pressão que se traduz em um aumento no rendimento volumétrico do motor. É importante observar que quanto menor for o θ , menor deverá ser o comprimento de entrada do tubo reto do conduto de admissão, para uma dada rotação (HEISLER, 1995).

Figura 13 – Ondas de pressão resultantes da porta de admissão e pressões positivas na direção do cilindro no final do tempo de admissão.

Fonte : Heisler (1995).

Quando θ é igual a 60° , Fig. 13b, e o comprimento do conduto de admissão é menor em relação a 90° , a pressão manométrica resultante na porta da válvula em PMI é praticamente atmosférica. Logo, nessa situação, não há uma contribuição efetiva dos pulsos no aumento do rendimento volumétrico. Na Fig. 13c mostra-se os efeitos dos pulsos de pressão para θ igual a 120° . Nessa situação, a linha resultante da onda de pressão na porta da válvula apresenta um pico longo após o ponto de fechamento da válvula de admissão. Além

disso, a pressão no cilindro possui um valor negativo. Experimentos mostram que θ assume valores ótimos entre 80° e 90° (HEISLER, 1995).

3.5 – Métodos de projeto para um coletor de admissão

Existem vários modelos unidimensionais viáveis para se obter uma configuração desejável de um coletor de admissão, desde equações de ondas linearizadas até soluções de equações diferenciais parciais não-lineares para fluido não compressível. As equações linearizadas, definitivamente, não são apropriadas para o fluxo de gases de exaustão, por razão da intensidade da onda de pressão ser muito alta (WINTERBONE e PEARSON, 1999), mas por outro lado, são aplicáveis aos coletores de admissão.

Ohata e Ishida¹ (1982 apud WINTERBONE e PEARSON, 1999) mostraram que a eficiência volumétrica de um MCI é fortemente influenciada pela pressão no coletor de admissão quando o cilindro está próximo do PMI, pouco antes da válvula de admissão se fechar (pulsos de pressão em outros momentos da admissão têm pouca significância). A eficiência volumétrica é dada por:

$$\eta = \eta_{v0} + Cp_m \quad (11)$$

Onde η_{v0} é a eficiência volumétrica se a pressão na válvula de admissão for a pressão atmosférica, C é a constante de *ramming* e p_m é a pressão média do ciclo em questão (em torno de 50 graus antes da válvula de admissão se fechar). A partir desse ponto, desenvolveram as equações para o fluxo em um sistema de admissão, como mostra a Fig. 14, que consiste efetivamente em quatro dutos primários conectados aos quatro cilindros do motor, um pleno e duto secundário que liga o pleno a atmosfera.

¹ OHATA, A.; ISHIDA, Y. (1982) Dynamic inlet pressure and volumetric efficiency of four cycle four cylinder engine. SAE paper 820407.

As frequências “afinadas” podem ser mostradas pelas equações:

$$\cos \frac{\omega l_p}{a} = 0 \quad (12)$$

$$\frac{A_s}{A_p} \cot \frac{\omega l_s}{a} = \frac{\omega V}{A_p a} + 4 \tan \frac{\omega l_p}{a} \quad (13)$$

Onde A_s é a área da seção transversal do duto secundário [m^2], l_s é o comprimento do duto secundário [m], A_p é a área da seção transversal do duto primário [m^2], l_p é o comprimento do duto primário [m], a é a velocidade do som [m s^{-1}], V é o volume do pleno [m^3] e ω é a frequência angular [rad s^{-1}]. O numero 4 identifica o número de cilindros, podendo ser mudado na equação de acordo com o motor. A primeira equação defini as frequências afinadas do duto primário individualmente, enquanto a equação seguinte defini as frequências de todo o coletor. Na equação (34) a menor frequência encontrada é equivalente ao ressonador de Helmholtz, isso pode ser mostrado utilizando $l_p = 0$ (Fig. 14b) e assumindo $\omega l_s / a \ll 1$.

Figura 14 – Coletor de admissão: (a) diagrama esquemático e (b) esquema simplificado do ressonador de Helmholtz. Fonte: Winterbone e Pearson (1999).

Os estudos teóricos realizados por Ohata e Ishida indicaram as menores frequências utilizando as equações (33) e (34) como sendo 156 e 57 Hz respectivamente (os valores medidos foram 157 e 56 Hz). Esses pesquisadores derivaram expressões que contém dois termos, um com o componente periódico longo do pulso de pressão exatamente na válvula de admissão com cruzamento de válvula, enquanto o outro é relacionado com um simples duto primário afinado com o menor componente periódico de pressão na válvula. Ohata e Ishida mostraram que a curva de pressão medida é a soma das duas curvas individualmente, e que o componente periódico longo favorece a eficiência volumétrica em rotações abaixo de 3000 rpm, enquanto o menor componente periódico beneficia em torno de 4.000 rpm. Observou-se também que o melhor enchimento do cilindro com a máxima pressão na válvula não deve ser no momento de fechamento e sim entre 180 e 210 graus após o PMS (que é entre 50 e 20 graus antes do fechamento da válvula). Isso simplesmente reflete o fato que a alta pressão no coletor deve ser no momento em que a válvula de admissão está aberta suficientemente para que os benefícios do enchimento através do pulso de pressão sejam aproveitados.

3.5.1 – Efeitos da geometria do coletor no desempenho do motor

Os resultados mostrados a seguir foram obtidos utilizando um programa de simulação de ondas lineares desenvolvido por Winterbone e Pearson (1999), baseado em uma solução de domínio temporal de equações de ondas acústicas.

3.5.1.1 – O modelo de simulação

Fenômenos em todos os cilindros são calculados somente enquanto a válvula de admissão está aberta, assim não é necessário utilizar um modelo de combustão. A temperatura e pressão de cada cilindro no início da admissão são introduzidos com valores pré-

determinados a cada ciclo do motor. O gás admitido é considerado homogêneo e a transferência de calor para as paredes do cilindro é descartada.

A pressão na válvula de exaustão é mantida constante enquanto o motor está no tempo de exaustão, isso torna a simulação independente do sistema de exaustão. Interações entre o sistema de admissão e o sistema de exaustão podem afetar significativamente o desempenho do motor, sobretudo quando há um ângulo de cruzamento de válvulas excessivo.

3.5.1.2 – Os modelos para o cilindro e a válvula

O modelo utilizado para o cilindro é baseado na primeira lei da termodinâmica para um volume de controle adiabático e variável. A massa adentra e deixa o volume de controle a uma determinada taxa devido as condições internas do cilindro, coletor de admissão e área de fluxo da válvula. A taxa de troca de pressão no cilindro é função das taxas de fluxo mássico nos coletores de exaustão e admissão, da pressão e do volume do cilindro, a taxa de troca volumétrica no cilindro e a velocidade de estagnação do som. As taxas de fluxo mássico na válvula são dependentes da razão de pressão ao cruzar a válvula (exceto quando é sônico), Winterbone e Pearson (1999) utilizaram um esquema iterativo para observar a interação entre o fluxo no coletor, as válvulas e as condições de contorno no cilindro (aplicável ao fluxo de entrada somente porque na saída o fluxo foi considerado constante).

3.5.1.3 – Validação do modelo

Nesta seção os autores Pearson e Winterbone apresentam os resultados experimentais e os confrontam com os resultados obtidos por Worth² (1989 apud WINTERBONE e PEARSON, 1999) através de simulação, os ensaios foram realizados em um motor de ignição por centelha, 1,6 litros, quatro cilindros, com duas válvulas por cilindro, aspirado e utilizando

² WORTH, D.R. (1989) Investigation of inlet manifold tuning of an automotive spark ignition engine. MSc Thesis, Department of Mechanical Engineering, UMIST, Manchester. UK.

um coletor esquematizado na Fig. 14. O coletor foi construído de forma modular facilitando assim as variações feitas no comprimento duto primário, no volume do pleno e no comprimento dos dutos secundários. Todos os parâmetros variados no coletor são mostrados na Tab. 2, e os dados foram obtidos com 100% de abertura de borboleta.

A Fig. 15 mostra a comparação entre a pressão medida na válvula de admissão e a curva traçada pelo programa de simulação linear rodando acima de cinco ciclos do motor. A velocidade do motor e a configuração do coletor neste caso são aquelas em que a amplitude e a fase da curva simulada foram otimizadas. As principais características da curva simulada são melhores capturadas pela simulação linear, particularmente em torno do ponto morto inferior no tempo de admissão, durante o qual a pressão na válvula tem os maiores efeitos sobre a eficiência volumétrica.

Tabela 2 - Parâmetros do motor.

<i>Parâmetros</i>	<i>Valores Mínimos</i>	<i>Valores Máximos</i>
Número de cilindros	4 em linha	
Ciclo	4 tempos	
Diâmetro do cilindro (m)	0,0762	
Curso do cilindro (m)	0,0876	
Cilindrada (litros)	1,6	
Taxa de compressão	9,6:1	
Rotação (rpm)	1.000	7.000
Abertura da válvula de admissão – ivo (graus após o PMS)	333	
Fecham. da válvula de admissão – ivc (graus após o PMS)	609	
Abertura da válvula de exaustão – evo (graus após o PMS)	123	
Fecham. da válvula de exaustão – evc (graus após o PMS)	379	
Comprimento do duto primário (m)	0,230	0,460
Diâmetro do duto primário (m)	0,030	0,030
Comprimento do duto secundário (m)	0,126	1,040
Diâmetro do duto secundário (m)	0,039	0,055
Volume do pleno (cm ³)	769	2948

Fonte: Winterbone e Pearson (1999).

As Figs. 16 e 17 comparam as curvas medidas e simuladas para diferentes geometrias do coletor e uma variedade de velocidades do motor, novamente utilizando os mesmos coeficientes empiricamente determinados. Os valores empiricamente determinados no primeiro caso são validos apenas para a velocidade e geometria do coletor utilizado. Os

diâmetros dos tubos não variaram no ensaio experimental e isso é possível porque isso poderia afetar os valores dos coeficientes de atenuação.

Figura 15 - Gráfico das pressões (Borboleta 100% aberta e 3500 rpm).

Fonte: Winterbone e Pearson (1999).

Figura 16 - Comparação das pressões no coletor de admissão (2500 rpm e 100% de abertura da borboleta). Fonte: Winterbone e Pearson (1999).

Figura 17 - Comparação das pressões no coletor de admissão (5000 rpm e 100% de abertura da borboleta).

Fonte: Winterbone e Pearson (1999).

3.5.1.4 – Efeitos das dimensões dos componentes na eficiência volumétrica

O programa de computador, baseado em equações de ondas lineares, tem sido usado para estimar os efeitos da variação dos componentes principais: parâmetros do duto primário, parâmetros do duto secundário e a câmara do pleno na eficiência volumétrica de um motor.

A Fig. 18 mostra a previsão da curva eficiência volumétrica/velocidade do motor para um motor de quatro cilindros para o qual as curvas de pressão foram medidas. As características principais da curva são dois picos: um pico amplo com a velocidade do motor alta e um pico estreito com a rotação do motor baixa. Este tipo de curva com dois picos é característica da configuração do coletor simplificado para um motor de quatro cilindros mostrado na Fig. 14.

Figura 18 - Variação da eficiência volumétrica em função da rotação.

Fonte: Winterbone e Pearson (1999).

3.5.1.5 – Pleno

Uma comparação entre a curva prevista de eficiência volumétrica/velocidade para coletores com as dimensões dos dutos primários e secundários idênticos, mas com volumes do pleno diferentes está mostrada na Fig. 19. Cada configuração produz uma curva com dois picos. Isto pode ser observado aumentando o volume do pleno e diminuindo a velocidade do motor até que o pico com velocidade mais baixa na curva de eficiência volumétrica ocorra; a magnitude do pico também diminuirá. Também se percebe que o pico com a velocidade mais alta não é afetado pelas mudanças. Entretanto, o volume do pleno pode afetar profundamente o controle em baixa velocidade e isso provavelmente excederia as considerações na seleção das dimensões desse componente. As tendências das curvas de eficiência volumétrica mostradas na Fig. 19 são consistentes com os resultados da pressão média efetiva medida para o mesmo motor que Winterbone et al. (1989), e Ceccarani e Rebottim (1994) encontraram as mesmas tendências em um motor V-12 de alta performance com uma variedade de dimensões do coletor.

Figura 19 - Efeito do volume do pleno sobre a variação da eficiência volumétrica.

Fonte: Winterbone e Pearson (1999).

3. 5.1.6 – Duto secundário

O efeito da variação do comprimento do duto secundário na curva de eficiência volumétrica é visto na Fig. 20. Neste caso, aumentando o comprimento do duto secundário diminui-se a velocidade onde ocorre o pico de baixa velocidade. De novo em velocidades mais altas a modificação tem efeitos muito pequenos.

Figura 20 - Efeito do comprimento do duto secundário sobre a variação da eficiência volumétrica.

Fonte: Winterbone e Pearson (1999).

Na Fig. 21 pode-se observar o efeito da diminuição do diâmetro do duto secundário.

Os picos de eficiência volumétrica ocorrem em valores de velocidades inferiores.

Figura 21 - Efeito do comprimento do duto secundário sobre a variação da eficiência volumétrica.

Fonte: Winterbone e Pearson (1999).

3.5.1.7 – Dutos primários

Nas Figs. 22 e 23 foram variados os comprimentos do duto primário enquanto o volume do pleno e o comprimento do duto secundário foram mantidos (os resultados são de dois motores diferentes de quatro cilindros).

Figura 22 - Efeito do comprimento do duto primário sobre a variação da eficiência volumétrica.

Fonte: Winterbone e Pearson (1999).

Figura 23 - Efeito do comprimento do duto primário sobre a variação da eficiência volumétrica para um motor diferente de quatro cilindros. Fonte: Winterbone e Pearson (1999).

3.6 – Simulação numérica unidimensional

A simulação numérica unidimensional para o presente trabalho foi realizada utilizando o *software* *GT-POWER*, que é uma ferramenta desenvolvida especificamente para estudos em motores de combustão interna. Neste *software*, podem-se estudar casos em regime

permanente, transiente e representar o fluxo e a transferência de calor em dutos e em outros componentes de um motor. Nessa seção são mostradas equações básicas para esse tipo de solução numérica.

3.6.1 – Modelagem do fluxo

A simulação numérica envolve a solução simultânea das equações da continuidade, momento e energia. Essas equações são resolvidas de forma unidimensional, ou seja, os valores são médios ao longo do fluxo. O sistema é discretizado em vários volumes, onde cada ramificação é representada por um único elemento, e cada duto é dividido em um ou mais volumes. Esses volumes são conectados por fronteiras, as variáveis escalares são assumidas como uniformes em cada volume e calculadas no seu ponto central. As variáveis escalares primárias são a massa específica e a energia interna total e as secundárias são a pressão, temperatura, entalpia total e concentração de espécie. As variáveis vetoriais são calculadas em cada fronteira, sendo a variável vetor primária o fluxo de massa e secundárias a velocidade, os fluxos de fração mássica, etc. (Fig. 24).

Figura 24 – Malha unidimensional mostrando típico volume de controle.

Fonte: Fortuna (2000).

As equações utilizadas são:

$$\text{Continuidade: } \frac{dm}{dt} = \sum_{front} \dot{m}$$

$$\text{Energia (explicito): } \frac{d(me)}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \sum_{front} (\dot{m}H) - h_g A (T_{gás} - T_{parede})$$

$$\text{Entalpia (implícito): } \frac{d(mh)}{dt} = \sum_{front} (\dot{m}H) + V \frac{dp}{dt} - h_g A (T_{gás} - T_{parede})$$

$$\text{Momento: } \frac{d(\dot{m})}{dt} = \frac{dpA + \sum_{front} (\dot{m}u) - 4f \frac{\rho u^2 dx A}{2D} - C_p \left(\frac{1}{2} \rho u^2 \right) A}{dx}$$

Onde: $\dot{m}$ é o fluxo mássico na fronteira (calculado através do produto entre a área efetiva, massa específica e velocidade na fronteira), m é a massa do volume estudado, V é o volume, p é a pressão, ρ é a massa específica, A é a área transversal ao fluxo, e é a energia interna total (energia interna mais a energia cinética), H é a entalpia total ($H = e + p/\rho$), h_g é o coeficiente de transferência de calor, U é a velocidade no centro do volume, u é a velocidade na fronteira, f é o coeficiente de atrito na superfície, C_p é o coeficiente de perda de carga, D é o diâmetro equivalente, dx é a espessura do elemento na direção do fluxo, próximo a fronteira e dp é a diferença de pressão atuando através da fronteira dx .

3.6.2 – Time step e discretização

A solução dos parâmetros do fluxo é realizada integrando no tempo as equações mostradas anteriormente. Essa integração é explícita, ou seja, volume a volume e fronteira a fronteira. Isso demanda menor *time step* e por consequência menor tempo requerido para pressão e fluxo se propagarem através de um volume.

Discretização é a divisão de grandes partes em seções menores melhorando assim a confiabilidade do modelo. Há dois métodos de discretização para sistemas de fluidos, a primeira consiste na divisão do sistema em vários componentes diferentes, na segunda divide-se um componente em pequenas partes.

Existem algumas regras para se adotar os comprimentos de discretização, por exemplo, para análises de desempenho de motores deve ser aproximadamente 0,4 vezes o diâmetro do cilindro para o sistema de admissão, e 0,55 vezes o diâmetro do cilindro para o sistema de exaustão. Essa diferença existe, pois a velocidade do som em cada meio varia de acordo com a temperatura.

3.6.3 – Perdas por atrito em dutos

Segundo Munson et al. (1994), analisando o diagrama de Moody (1944) , as seguintes relações entre número de Reynolds (Re), rugosidade absoluta (ε) e diâmetro do duto (D) são válidas para os seguintes regimes de escoamento:

$$f = \frac{64}{Re}, \text{ escoamento laminar, } Re < 2.000, \text{ observa-se que em escoamentos laminares}$$

o fator de atrito independe da rugosidade relativa (ε/D);

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right), \text{ equação proposta anteriormente por Colebrook (1939)}$$

para regiões de escoamento não laminar (> 4.000), utilizada para caracterizar essa região do diagrama de Moody (1944).

Na faixa entre $2.100 < Re < 4.000$ o escoamento está em regime de transição e pode assumir o comportamento laminar ou turbulento.

3.6.4 – Perda de carga

As perdas de carga podem ocorrer em restrições, curvas ou em seções transversais irregulares. Quando esse parâmetro é inserido com “def”, os cálculos são estimados baseando-

se em Munson (1994) e Miller (1990), mas não inclui os efeitos de atrito com a parede, calculados separadamente (para contrações abruptas deve-se usar coeficientes de descarga para calcular a perda). O coeficiente de perda da carga é definido por:

$$C_p = \frac{\Delta p}{\rho V^2 / 2} \quad (\text{MUNSON, 1994})$$

Onde: Δp é a diferença entre a pressão total de entrada e a pressão total de saída, ρ é a massa específica de entrada e V é a velocidade de entrada.

3.6.5 – Coeficiente de descarga

Válvulas, válvulas borboleta, válvulas esféricas e orifícios necessitam de um coeficiente de descarga para que o fluxo e ambos as direções sejam calculadas. A vazão mássica através de válvulas é normalmente descrita pela equação de escoamento compressível através de uma restrição, segundo Heywood (1988, apud HANRIOT, 2001). A equação tem origem de uma consideração de escoamento unidimensional, compressível, isentrópico, em que os efeitos do escoamento real são incluídos através de um coeficiente de descarga (C_D), obtido experimentalmente (como foi visto na seção 3.2).

4 – MATERIAIS E MÉTODOS

Para avaliar com exatidão a renovação de carga dos sistemas de admissão dos motores de combustão interna e entender os parâmetros fundamentais da massa ar induzida na admissão é necessário a utilização de uma bancada de fluxo que permita medir a resistência do ar através dos componentes mecânicos (Fig. 25). O fluxo na bancada é determinado pela razão da queda de pressão através do componente sob teste pela queda de pressão transversal do orifício calibrado. Os componentes dos sistemas de admissão e exaustão podem ser testados e melhorados na bancada de fluxo.

Figura 25 – Esquema ilustrativo da bancada de fluxo.

O motor utilizado foi o mesmo de Silva (2004), e suas características são: cilindrada total igual a 1,998 litros com taxa de compressão de 12:1, quatro cilindros com ordem de

ignição 1-3-4-2, diâmetro de cilindro de 86 mm e curso de 86 mm. Na Tab. 3 é mostrado o mapa de abertura de válvulas.

Tabela 3 – Abertura e fechamento de válvulas.

<i>Admissão</i>		<i>Escape</i>	
Abre antes do PMS	Fecha depois do PMI	Abre antes do PMI	Fecha depois do PMS
15°	82°	59°	40°

4.1 – Instrumentação para medida de vazão

4.1.1 – Anemômetro

Vazão volumétrica de ar, teórica, em motores:

$$\dot{V} = \frac{VD_T \cdot N}{n_a \cdot 60} [m^3 s^{-1}] \text{ ou } [l s^{-1}], \text{ ou } \dot{V} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot L \cdot n_c \cdot N}{4 \cdot n_a \cdot 60} [m^3 s^{-1}]$$

Vazão mássica de ar, teórica, em motores:

$$\dot{m} = \frac{VD_T \cdot \rho \cdot N}{n_a \cdot 60} [kg s^{-1}], \text{ ou } \dot{m} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot L \cdot n_c \cdot \rho \cdot N}{4 \cdot n_a \cdot 60} [kg s^{-1}]$$

Onde VD_T é a cilindrada total do motor [m^3] ou [L] conforme a unidade desejada, ρ é a massa específica do ar ($\rho = P/RT$) [$kg m^{-3}$], d é diâmetro do cilindro [m], L é curso do êmbolo [m] n_c é o número de cilindros, N é a rotação do motor por minuto, e n_a tem o valor igual a 2 para motor de 4 tempos, 1 para motor de 2 tempos. Considerando um motor de 2.0 litros ($0,002 m^3$), quatro tempos, a 5000 rpm, $\rho = 1,16 kg/m^3$:

$$\dot{V} = \frac{2 \times 5000}{2 \times 60} = 83,3 \text{ [l s}^{-1}\text{]} = 0,0833 \text{ [m}^3 \text{ s}^{-1}\text{]} = 299,88 \text{ [m}^3 \text{ h}^{-1}\text{]}, \text{ ou}$$

$$\dot{m} = \frac{0,002.1,16.5000}{2.60} = 0,096 \text{ [kg s}^{-1}\text{]} = 345,6 \text{ [kg h}^{-1}\text{]}$$

Considerando um motor de 3,0 litros (0,003 m³) , quatro tempos, a 5000 rpm, $\rho = 1,16$ kg/m³:

$$\dot{V} = \frac{3 \times 5000}{2 \times 60} = 125 \text{ [l s}^{-1}\text{]} = 0,125 \text{ [m}^3 \text{ s}^{-1}\text{]} = 450 \text{ [m}^3 \text{ h}^{-1}\text{]}, \text{ ou}$$

$$\dot{m} = \frac{0,003.1,16.5000}{2.60} = 0,145 \text{ [kg s}^{-1}\text{]} = 522 \text{ [kg h}^{-1}\text{]}$$

A conclusão que se chega, é que os medidores de vazão devem ter capacidade de medir 550 m³/h que é igual a 0,153 m³/s, 153 L/s, 639 kg/h, 0,177 kg/s e 177 g/s. O medidor deve ter capacidade de medir a vazão de ar sob pressão de até 6 bar e temperatura até 100 °C.

A razão mássica de ar/combustível é o fator principal no processo químico de combustão. Dessa forma, o objetivo real é medir o fluxo de massa da admissão ou de carga de ar. O fluxo máximo de massa de ar a ser monitorado fica na faixa de 30 – 400 kg/h, no caso do motor que se utilizou nos ensaios realizados. Na Tab. 4 a seguir são apresentados os valores de vazão de ar teórica em função da rotação do motor.

Tabela 4 - Valores de vazão mássica e volumétrica teórica de ar.

<i>Rotação [rpm]</i>	<i>Vazão mássica de ar teórica [kg/h]</i>	<i>Vazão volumétrica de ar teórica [m³/h]</i>
500	35,52	30,00
1000	71,04	60,00
1500	106,56	90,00
2000	142,08	120,00
2500	177,60	150,00
3000	213,12	180,00
3500	248,63	210,00
4000	284,15	240,00
4500	319,67	270,00
5000	355,19	300,00

Para a realização da medida de vazão, se utilizou um anemômetro de filme quente, onde o elemento sensor dissipa calor ao meio de massa de ar, quanto maior o fluxo de ar, maior será o calor dissipado. O sinal do anemômetro é corrigido por um sensor de temperatura contido no próprio aparelho, evitando assim as interferências da temperatura do fluxo (Figs. 26 e 27).

Figura 26 - Anemômetro de filme quente instalado na bancada.

Figura 27 - Detalhes internos do anemômetro

4.1.2 – Placa de orifício

Para a calibração do anemômetro, utilizou-se uma placa de orifício no duto formando uma restrição, isso resultará num diferencial de pressão (Δp), de acordo com a Lei de Bernoulli.

A placa de orifício é uma placa fina que pode ser interposta entre flanges de dutos. Como a sua geometria é simples, é de baixo custo e de fácil instalação e reposição. A borda viva do orifício não deve ficar incrustada com depósitos ou matéria em suspensão. Contudo, material em suspensão pode se acumular no lado da entrada de um orifício concêntrico num duto horizontal, um orifício excêntrico pode ser colocado rente com o fundo do tubo a fim de evitar esse problema. As principais desvantagens da placa de orifício são a sua capacidade limitada e a elevada perda de carga permanente devida à expansão não controlada à jusante do elemento medidor (BOSCH, 2005).

A placa de orifício usada foi de diâmetro igual a 25,4 mm e o diâmetro do duto igual a 65 mm. Nas Figs. 28, 29 e 30 podem-se observar o esquema da placa, a instalação na bancada e a queda de pressão ao longo do escoamento com a presença da placa de orifício.

Figura 28 - Esquema de uma placa de orifício.

Figura 29 - Detalhe da placa de orifício instalada na bancada.

Figura 30 – Coluna de água para medição de vazão.

4.1.3 – Calibração do anemômetro

Na calibração do anemômetro diversas rotações do motor foram efetuadas os parâmetros são mostrados na Tab. 5. O sinal de tensão de saída do anemômetro é corrigido de acordo com a temperatura de fluxo.

Tabela 5 - Valores de ensaio de calibração.

<i>Tensão (V)</i>	<i>Vazão (kg/h)</i>	<i>Temp. do fluxo (°C)</i>
1,0599	0	-
1,9858	28,7	21,2
2,2268	38,8	21
2,4098	48,8	20,8
2,5685	58,8	21,4
2,7874	74,1	23,1
2,9328	86,6	25,3
3,0383	96,3	26,6
3,1266	105,7	28,1
3,2098	115,1	29,8
3,3052	125,3	31,6
3,4081	137,8	34,2
3,5057	150,1	36,4

A partir dos dados obtidos e utilizando o método proposto por Regattieri (2003), em conjunto com o Prof. Dr. Josmar Davilson Pagliuso, obteve-se os resultados das vazões em função da tensão de saída do anemômetro. O método basicamente consiste em calcular a vazão utilizando os dados de perda de carga causada pela placa de orifício, esse cálculo é iterativo e segue a seguinte ordem:

O método proposto segue as instruções da norma ASME (1959). A planilha pode ser observada em Anexo A, e foi transposta para o *software* de aquisição de dados de forma que ao se inserir no programa os valores de pressão atmosférica, temperatura no barômetro, temperatura do fluxo, temperatura ambiente, pressão antes da placa e diferença de pressão na placa, tem-se o valor da vazão.

Portanto, foi construída a curva de calibração do sensor. Essa curva será necessária para o *software* de aquisição de dados, pode-se assim converter a tensão de saída do sensor detectada pela placa em um valor de vazão a ser apresentado na interface do *software*. No gráfico da calibração do sensor foi adicionada uma linha de tendência polinomial de 4ª ordem a fim de se obter uma equação aproximada da curva de calibração (Fig. 31).

Figura 31 - Curva de calibração do anemômetro.

4.2 – Sensores de pressão para a bancada de fluxo

Na bancada de fluxo foram instalados sensores de pressão no pleno do coletor, próximo a válvula de admissão e dentro da câmara de combustão. Os sensores utilizados são do tipo piezoresistivo fornecendo um sinal de saída na faixa de 4 a 20 mA. Esses sensores possuem uma resposta muito rápida capaz de medir sinais dinâmicos.

Para que o sinal de pressão fosse obtido o mais próximo possível da válvula de admissão, foi necessário abrir um cabeçote já inutilizado para escolher a melhor posição, para isso, um duto foi instalado atravessando a galeria de água de arrefecimento (Fig. 32).

Figura 32 – Posicionamento do sensor de pressão.

4.2.1 – Pressão esperada no interior do cilindro

Pressão e temperatura teórica máxima no interior do cilindro, sem que ocorra combustão:

$$\frac{P_f}{P_i} = \frac{V_i^k}{V_f^k} = (r)^k = (12)^k = (12)^{1,4} = 32,4 \text{ logo, } P_f = P_i \times 32,4 = 1 \times 32,4 = 32,4 \text{ [bar]}, \text{ e}$$

$$T_f = T_i \cdot r^{k-1} \text{ assim, } T_f = 300 \times 12^{1,4-1} = 300 \times 2,7 = 810 \text{ [K]} = 538 \text{ [}^\circ\text{C]}.$$

Os valores de 32,4 bar de 538 °C são valores máximos. Portanto, o sensor de pressão deve suportar o valor máximo de pressão e médio de temperatura.

4.2.2 – Pressão esperada nos dutos de admissão e escapamento

Nos motores aspirados esperam-se pressões manométricas variando entre -0,40 e +0,40 bar. Nos motores turbinados esperam-se pressões manométricas variando entre 0 e 4 bar. Tamarit (1995) utilizou sensores para medir pressão em dutos de admissão de motores turbinados do tipo piezoresistivos, com faixa de uso de 0 a 5 bar, sensibilidade 60 mV/bar, frequência natural 35 kHz, linearidade menor ou igual a 0,15% FSO e faixa de temperatura de

20 a 120 °C. Para o interior do cilindro, com combustão, usa sensores do tipo piezelétrico, com faixa de uso de 0 a 250 bar, sensibilidade 25 pC/bar, frequência natural 90 kHz, linearidade menor ou igual a 0,5% FSO e faixa de temperatura de -50 a 350 °C.

Considerando que esta bancada visa ensaiar dutos de admissão com escoamento induzido, podendo ensaiar também escoamento turbinado, são necessários sete transdutores de pressão do tipo piezoresistivos, com faixa de uso de -5 a +5 bar, sensibilidade 60 mV/bar, frequência natural 35 kHz, linearidade menor ou igual a 0,15% FSO e faixa de temperatura de 20 a 120 °C. Para a pressão no interior do cilindro, sem combustão, é necessário um transdutor de pressão do tipo piezelétrico, com faixa de uso de 0 a 100 bar, sensibilidade 25 pC/bar, frequência natural 90 kHz, linearidade menor ou igual a 0,5% FSO e faixa de temperatura de 0 a 350 °C.

Tabela 6 - Características do sensor de pressão Danfoss AKS 33.

<i>Características</i>	<i>Valores</i>
Modelo	AKS 33
Peso	0,196 Kg
Acuracidade (máxima)	+/-0,8% FS
Acuracidade (típica)	+/-0,3% FS
Faixa de temperatura ambiente [°C]	-40 - 85 °C
Faixa de temperatura compensada [°C]	-30 - 40 °C
Conexão elétrica	DIN 43650-A, <i>plug Pg 9</i>
Máxima sobrecarga de pressão	33
Temperatura de operação [°C]	-40 - 85 °C
Sinal de saída	4 - 20 mA
<i>Pack format</i>	<i>Multi pack</i>
Conexão (rosca)	1/4-18 NPT
Faixa de pressão medida	-1 a 9 bar
Pressão de referência	Gauge (relative)
Tempo máximo de resposta [ms]	< 4 ms
Tensão de alimentação	10 - 30 V dc

4.3 – Sensores e transmissores de temperatura

Para a medição das temperaturas na bancada de fluxo (Fig. 33), utilizaram-se termopares do tipo K. Os sensores conhecidos como termopares estão baseados no princípio que quando dois metais distintos são unidos, uma força eletromotriz (fem) será estabelecida em um circuito. Em certos termopares, um dos fios é feito de platina com uma pureza especificada e o outro é feito de uma liga de platina e ródio. Os termopares utilizados na bancada de fluxo são do tipo K (Cromel / Alumel).

O termopar tipo K é um termopar de uso genérico, tem um baixo custo e grande popularidade. Cobrem temperaturas entre os -200 e os 1370 °C, tendo uma sensibilidade de aproximadamente $41\mu\text{V}/^\circ\text{C}$.

Para que se possa apresentar valores de temperatura no Labview, utilizamos transmissores de temperatura da marca “Analog Devices”. Para a bancada de fluxo utilizamos cinco transmissores de temperatura. Utilizamos os transmissores AD595C. A escolha foi feita baseado que o AD595 serve para termopares do tipo K e entre eles foi escolhido o AD595C devido a precisão. Como mostra o Anexo B.

Figura 33 - Termopar e anomômetro instalados no duto para medir a temperatura do escoamento

4.4 – Potência do motor elétrico para acionamento do motor alternativo

O motor elétrico deve ter potência suficiente para vencer os atritos internos das peças móveis de motor de alternativo e para promover o bombeamento do ar nos processo de admissão e escape. Nos motores de combustão interna identifica-se a potência indicada (N_i) como sendo a soma da potência efetiva no freio (N_e) com a potência de atrito (N_a). A potência de atrito é igual à potência necessária para vencer os atritos internos e para promover o bombeamento do ar.

$$N_i = N_e + N_a$$

A razão entre a potência efetiva no freio e a potência indicada é chamada eficiência mecânica (η_m).

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_e}{N_e + N_a} \quad N_a = \frac{N_e - \eta_m \cdot N_e}{\eta_m}$$

O motor usado nesta bancada é o GM OHC de 2.0 L que tem uma potência efetiva 116 cv a 5.400 rpm e um momento de força de 176 N.m a 3.200 rpm. Heywood (1988), na página 49, diz que o rendimento mecânico dos motores modernos, com a borboleta totalmente aberta é de 0,90 nas rotações entre 1.800 e 2.400 rpm, decrescendo para 0,75 nas rotações mais altas. Assim:

$$N_a = \frac{N_e - \eta_m \cdot N_e}{\eta_m}$$

$$N_a = \frac{116 - 0,75 \cdot 116}{0,75} = 38,7 \text{ [cv]}$$

$$N_a = 38,7 \times 0,7355 = 28,4 \text{ [kW]}$$

Na Fig. 34 é mostrado o motor elétrico da bancada de teste deve ser trifásico com tensão de alimentação de 220 Volts com potência de 40 cv, rotação de 3600 rpm e controlado por um inversor de frequência. Observe-se que esta potência de atrito foi calculada para um regime de 5.400 rpm e pretende-se utilizar a bancada em torno de 3.200 rpm onde o rendimento volumétrico é máximo e o mecânico aproxima-se de 0,90. Na condição de utilização da bancada a potência de acionamento necessária será bem inferior a 38,7 cv.

Utilizou-se para a bancada de fluxo um motor elétrico que aciona o MCI, um par de correias lisas foi usado como elemento de transmissão, o motor possui as seguintes especificações: motor de indução tipo gaiola; frequência de 60 Hz; tensão de 220 V; potência de 30 HP – 22kW; carcaça de 3 ~ 160L; peso de 130 kg e 91,0 % de rendimento:

Figura 34 - Motor elétrico.

O conjunto inversor / motor elétrico introduziu ruídos eletro-magnéticos de alta frequência na aquisição dos sinais pelo computador. Esses ruídos, que no início, atrapalhavam muito a aquisição de dados na bancada experimental por provocar o fenômeno de “*aliasing*”, foi solucionado pelo Eng. Eletricista Jorge Nicolau, técnico do Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos da Escola de Engenharia de São Carlos, utilizando uma alta taxa de aquisição de dados, acima do normal para esses casos, 10.000 pontos por segundo.

4.5 – Medidores de rotação e posição angular

Para se obter a rotação do motor utilizou-se um sensor magnético com uma roda dentada, como mostra a Fig. 35. A roda dentada possui 58 dentes, a ausência de 2 dentes serve para que se possa identificar a posição do ponto morto superior do pistão dentro do cilindro.

Figura 35 - Sensor de rotação.

4.6 – Aquisição de dados

Para a aquisição de dados dos sensores, utilizou-se uma placa National Instruments modelo NI USB-6009 e suas características são:

- 14-bit de resolução na entrada
- Oito entradas analógicas
- 12-bit de resolução na saída
- Duas saídas analógicas
- Taxa de aquisição de 48 kS/s
- Tensão de entrada (V): ± 1 até ± 20

A aquisição de dados foi feita, utilizando se o *software Labview*. A interface do VI desenvolvido é a mostrada na Fig. 36. Neste VI é apresentado todas as temperaturas medidas, as tomadas de pressão e seus respectivos gráficos. Também é apresentada a posição da borboleta, vazão mássica de ar e a rotação do motor. Pode-se também controlar o inversor de frequência através do VI.

Figura 36 - Interface do VI desenvolvido em Labview.

Figura 37 – Vista geral da bancada de fluxo.

Foi desenvolvida uma interface que concentra todos os sensores da bancada experimental (Fig. 37), transmutando o sinal recebido por cada sensor em tensões adequadas para a placa de aquisição. O diagrama esquemático da interface desenvolvida também pode ser visualizado na Fig. 38.

Figura 38 - Diagrama esquemático da interface.

4.7 – Tanque de equalização

Para anular o efeito das ondas de choque devido à pulsação de ar do motor rotativo, utilizou-se um tambor de aço, Fig. 39, devidamente vedado com 220 litros, 110 vezes maior que a cilindrada do motor, assim puderam-se fazer as medições de vazão de uma forma mais adequada com o anemômetro, sem variações no valor a ser lido.

Figura 39 - Tanque de equalização usado na bancada.

4.8 – Coletor original

A figura a seguir mostra o coletor original instalado na bancada de fluxo, algumas adaptações foram feitas para que se pudessem instalar os sensores de pressão nos pontos desejados (Figs. 40 e 41).

Figura 40 - Sensores de pressão instalados no coletor de admissão.

Figura 41 – Detalhe da posição da tomada de pressão.

4.9 – Coletores de acrílico

Para se realizar estudos sobre os efeitos de variações de geometria em coletores, para facilitar a observação do comportamento do fluxo e para calibrar o modelo numérico foram construídos três coletores com configurações distintas, como se pode ver na Fig. 43. Manteve-se o comprimento dos dutos primários e secundários e variou-se o volume do pleno (457,38 cm³, 914,76 cm³ e 1829,52 cm³). Ao fixar outra variável, também há a possibilidade de se variar o comprimento dos dutos primários, como pode ser visto na Fig. 42.

Figura 42 – Extensão do duto primário.

A escolha do acrílico como material para a construção dos coletores proporcionou a observação do escoamento de ar no pleno e no duto secundário, para isso utilizou-se uma máquina de fumaça que realiza a combustão de glicerina, formando assim um meio de contraste com o ar admitido.

Figura 43 – Coletores de admissão com diferentes volumes de pleno.

A observação de fenômenos como a admissão de ar em um MCI só é possível com a utilização de câmeras capazes de capturar um número elevado de quadros por segundo. Nesse estudo foi utilizada uma câmera de alta velocidade, gentilmente cedida pelo Pesquisador Gherhardt Ribatski do Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos, que pode chegar a 100.000 quadros/seg. com resolução de 1280 x 4, duração de gravação de 8,3 seg. e tempo de exposição de 1 a 10 μ s. No caso foi possível capturar as imagens com velocidades de 2.000 quadros/seg. para os dois menores coletores e 1.000 quadros/seg. para o maior, e o início da gravação foi determinado por um pulso de 5 volts fornecido pelo sensor eletromagnético posicionado no volante do motor, assim a câmera inicia a gravação automaticamente e é sabido qual a posição do girabrequim no primeiro quadro da filmagem.

4.10 – Simulação numérica

4.10.1 – Geometria

Para realizar a simulação numérica foi necessário fazer uso de ferramentas de desenhos 3D em *softwares* especializados. Os coletores a serem estudados foram desenhados com suas dimensões internas, ou seja, parede de duto, espessura de parede e outras características externas ao fluxo não foram levadas em consideração. Na Fig. 44 são mostrados os desenhos de cada coletor, e na Tab. 7 são apresentadas as dimensões e suas denominações, que correspondem à figura.

Figura 44 – Coletores estudados através da simulação numérica.

Tabela 7 – Dimensões dos coletores de admissão.

<i>Características</i>	<i>Coletor Original</i>	<i>Coletor 1</i>	<i>Coletor 2</i>	<i>Coletor 3</i>
<i>Comp. prim. (mm)</i>	250 (externos) e 230 (internos)	150 e 300	150 e 300	150 e 300
<i>Comp. sec.(mm)</i>	180	180	180	180
<i>Área seção trans. sec.(mm²)</i>	1661	1357	1357	1357
<i>Diâm. prim. (mm)</i>	33	33	33	33
<i>Vol. pleno (mm³)</i>	244664	457380	914760	1829520

A função *3D-Discretization* do software *GT-Power* foi usada para transformar as geometrias em “pacotes” de informações. Com o conjunto desses “pacotes” é possível fornecer todos os dados necessários para a elaboração das simulações numéricas, desde características do motor até variações na temperatura do ar de entrada no coletor. As Figs. 45 e 46 mostram as partes correspondentes dos coletores, observe que na geometria essas partes

são diferenciadas por cores. Após a conversão para o formato *.gtm* as dimensões podem ser modificadas de acordo com a pesquisa de interesse.

Figura 45 – Coletor 1 representado no formato *.gtm*.

A função usada foi a 'FsplittGeneral' (*flow split general*), sendo a função mais flexível podendo ser usada nos mais diversos tipos de geometria. Para isso é necessário maior número de informações. Essa função permite formar ramificações de fluxo, sendo informado ao

programa através de ângulos, direções, comprimentos e volumes dos elementos, e podem ser vistas na Fig. 47.

Figura 46 – Coletor original representado no formato .gtm.

Figura 47 – Detalhe do pleno dos coletores: (a) original e (b) parte do pleno do coletor 1.

A geometria do coletor de escape também foi introduzida no modelo simulado, isso para que todos os fatores importantes com relação à eficiência volumétrica fossem reproduzidos na simulação (Tab. 8).

Tabela 8 – Dimensões do coletor de escape.

<i>Características</i>	<i>Coletor Escape</i>	<i>Unidade</i>
<i>Dutos primários (a)</i>	Diâm. 40	mm
	Comp. 190	
<i>Dutos secundários (b)</i>	Diâm. 50	mm
	Comp. 350	
<i>Duto terciário (c)</i>	Diâm. 55	mm
	Comp. 1000	

(a), (b) e (c) estão representados na Fig. 48.

Na Fig. 48 observa-se a representação do coletor de escape com suas dimensões introduzidas no programa de simulação numérica. Além do coletor, o tanque de equalização e o duto utilizado para medição da vazão mássica também são considerados no momento de realizar a simulação.

Figura 48 – Representação do coletor de escape, tanque equalizador e duto para medida de vazão no programa de simulação numérica.

4.10.2 – Dados de entrada para simulação numérica

Além das informações sobre a geometria dos coletores estudados, outros dados foram fornecidos ao programa de simulação numérica com a finalidade de se aproximar os resultados obtidos aos resultados experimentais. Na Tab. 9 observa-se uma relação de todos os dados implementados no programa.

Tabela 9 – Parâmetros implementados no programa de simulação numérica.

<i>Parâmetro</i>	<i>Valor Utilizado</i>	<i>Unidade</i>
<i>Pressão atmosférica</i>	702 a 704	mmHg
<i>Temp. água do motor</i>	45 a 55	°C
<i>Temp. ambiente</i>	23 a 30	°C
<i>Razão comb./ar</i>	0	-
<i>Folga das válvulas</i>	0,05	mm
<i>Diâm. e comp. das portas de válvulas</i>	Adm. 34,6 e 97	mm
	Esc. 33,5 e 83	
<i>Curso do pistão</i>	86	mm
<i>Diâmetro do pistão</i>	86	mm
<i>Comp. da biela</i>	141,1	mm
<i>Taxa de compressão</i>	12:1	-
<i>Excentricidade do pino do pistão</i>	5	mm
<i>Pistão no PMS em relação ao cabeçote</i>	1	mm
<i>Ordem de ignição</i>	1-3-4-2	-
<i>Tanque equalizador</i>	Diâm. 600	mm
	Altura 800	
<i>Duto para medição da vazão de ar</i>	Diâm. 65	mm
	Comp. Total 4400	

As temperaturas, ambiente e da água de arrefecimento do motor, foram aplicadas as paredes de componentes que têm contato direto com os respectivos meios, ou seja, ar e água. Por exemplo, foi adotada como temperatura de parede do coletor de admissão a temperatura ambiente. Por outro lado, adotou-se a temperatura de parede das portas de válvulas a temperatura de água de arrefecimento.

4.10.3 – Mapeamento do comando de válvulas

O comando de válvulas determina o momento da abertura de cada válvula, isso acontece, nesse caso, através de 8 excêntricos podendo variar de acordo com a configuração do motor, por exemplo, motores com 4 válvulas por cilindro (total 16 válvulas). O excêntrico vence a resistência das molas proporcionando assim a abertura da válvula.

No projeto do motor de combustão interna, o perfil dos excêntricos é calculado de acordo com as características do motor, da válvula de admissão, altura máxima de abertura e outros parâmetros que favorecem o enchimento do cilindro, e por consequência, a eficiência volumétrica.

Na simulação numérica, essas informações são muito importantes para que se possam validar os fenômenos estudados. Por esse motivo, foi realizado o mapeamento dos perfis do comando de válvulas utilizado no trabalho proposto. Utilizou-se um relógio comparador digital com precisão na casa de micron milímetro e o comando foi fixado de forma a permitir o movimento de rotação (Fig. 49). Para evitar que o eixo ficasse fora de centro, outro relógio comparador foi usado em uma região mais distante do ponto de fixação. Três medidas foram realizadas nos dois sentidos de giro do comando para minimizar o efeito histerese (Fig. 50).

Figura 49 – Mapeamento do eixo do comando de válvulas.

Figura 50 – Altura de abertura de válvula versus ângulo de giro do comando de válvulas.

4.10.4 – Implementação do coeficiente de descarga – C_D

Válvulas, válvulas borboleta, válvulas esféricas e orifícios necessitam de um coeficiente para que o fluxo seja calculado. Utilizando a formação que já mostrada na seção 3.2, calculou-se o coeficiente de descarga para as válvulas de admissão e de escape (assumindo que todas são iguais). Para “alimentar” o programa, o coeficiente é estabelecido em relação à razão L/D , sendo L a altura e D o diâmetro da válvula (com o cuidado de fornecer ao programa o mesmo valor de D utilizado no levantamento de C_D).

Com o objetivo de facilitar o levantamento de C_D , uma planilha fornecida pelo fabricante do *software* foi utilizada, onde, os dados de entrada são: fluxo (mássico ou volumétrico), número de válvulas por cilindro, diâmetro da válvula, altura de abertura de válvula, temperatura de fluxo e diferença de pressão na válvula, entrada menos saída (Apêndice A e B).

Nas Figs. 51 e 52 pode-se observar a montagem do cabeçote do motor objeto de estudo, de forma a levantar os dados dos coeficientes de descargas à medida que se varia a altura da válvula. O cabeçote foi fixado na entrada do circuito e para evitar entrada falsa de ar a vedação foi feita com silicone. Observa-se que para proporcionar o fluxo de ar foi instalado no final do circuito um ventilador centrípeto que causa uma queda de pressão, e a medida de vazão foi feita entre o cabeçote e o ventilador para se evitar erros.

A medição da perda de carga na válvula foi feita utilizando uma coluna d'água em "U", já utilizado para calibração do anemômetro, e mediu-se dessa forma a diferença de pressão antes e depois da válvula. Para se medir a altura da válvula usou-se um paquímetro digital com resolução de 0,01 mm até 300 mm, com exatidão de $\pm 0,02$ mm até 100 e $\pm 0,03$ mm de 100 a 300 mm, foram feitas três medidas a cada altura.

Na simulação numérica foram usados valores referentes à curva de tendência dos valores apresentados no Apêndice B.

Figura 51 – Levantamento do C_D na bancada experimental.

Figura 52 – Detalhamento da afixação do cabeçote e pontos de medição de pressão para levantamento do C_D .

4.10.5 – Critérios de convergência

Nesse item do trabalho, alguns parâmetros de convergência são estabelecidos à simulação. Nesta parte do programa pode-se impor um limite máximo de ciclos de simulação, sendo que os fenômenos são periódicos, e em cada etapa, o programa encerra a simulação assim que as variáveis demonstrem estar em regime permanente, para esse caso foram usados 20 ciclos em simulação sem a presença de combustível e 40 com combustível. Na presença de combustível observou-se que a simulação não convergia, acusando o erro no duto de medição de vazão, por esse motivo o duto foi retirado e interferência alguma foi observada nos resultados obtidos.

A definição usada para a tolerância de taxa de fluxo mássico foi de 0,002 em fração por indicação do manual do *software* e também Maliska (1995), ou seja, quando a diferença entre as variáveis em cada ciclo for menor que 0,002 a simulação será concluída naquele regime. O método explícito é indicado para esses casos, somente se recomenda o método implícito quando a simulação é de longa duração, por exemplo, um motor passando da fase de partida a frio até chegar a sua temperatura normal de funcionamento.

Um ou mais critérios de regime permanente (até o máximo de 10) que dependam das variáveis de referência (RLT) podem ser utilizados em adição aos critérios de Controle de fluxo e Controle térmico. Por exemplo, além de considerar critérios de regime permanentes já estabelecidos como a taxa de fluxo mássico, temperatura do fluido, temperatura da parede, etc., também podem ser checados outros critérios antes que a simulação seja finalizada.

5 – RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 – Resultados experimentais

Nota-se nas Figs. 53 e 54 que o melhor enchimento do motor foi a 2.500 rpm, para os coletores 1 e 2 com comprimento de primário de 300 mm. Esse resultado também foi obtido em simulações numéricas, sem a presença de combustível, mostradas posteriormente. Na rotação de 1.000 rpm, o coletor que se destaca é o coletor original para as rotações estudadas, tem eficiência entre 85,0 e 93,0%.

Figura 53 – Eficiência volumétrica obtida experimentalmente (média experimental, comp. prim. 150 mm).

Figura 54 – Eficiência volumétrica obtida experimentalmente (média experimental, comp. prim. 300 mm).

Segundo Driels (1975), Tabaczynski (1982), Benajes (1997), Winterbone e Pearson (1999) e Ceviz (2007) o fator que mais influencia na melhora da eficiência volumétrica é a pressão na entrada da válvula de admissão, pouco antes de ela se fechar. A seguir podem-se observar os valores obtidos para as mesmas configurações de coletores.

5.2 – Pressão relativa do ar na entrada da válvula de admissão

Nesta seção do trabalho são confrontados os resultados obtidos através da simulação numérica e os resultados experimentais. A pressão na entrada da válvula é um importante parâmetro por que interfere diretamente na eficiência volumétrica do motor, quanto maior for a pressão no momento em que a válvula estiver próxima de seu fechamento, maior será a entrada de ar. Os momentos de abertura e fechamento de válvula são indicados nos gráficos por: AE - abertura da válvula de exaustão, AA - abertura da válvula de admissão, FE - fechamento da válvula de exaustão e FA - fechamento da válvula de admissão.

Nas Figs. 56 e 58 observa-se que o pico de pressão antes da válvula se fechar é maior para um comprimento de duto primário com 300 mm para os coletores 1 e 2, o que era previsto pela bibliografia, sendo que uma maior massa de ar está presente e conseqüentemente com maior inércia. São mostrados resultados com as maiores rotações possíveis na bancada, pois nesse regime de funcionamento os efeitos são mais visíveis.

Figura 55 – Pressão na entrada da válvula de admissão (coletor 1, comp. prim. 150 mm a 2500 rpm).

Figura 56 - Pressão na entrada da válvula de admissão (coletor 1, comp. prim. 300 mm a 2500 rpm).

A seguir são observados os mesmos comportamentos, porém com o Coletor 2 que possui um pleno maior.

Figura 57 – Pressão na entrada da válvula de admissão (coletor 2, comp. prim. 150 mm a 2500 rpm).

Figura 58 – Pressão na entrada da válvula de admissão (coletor 2, comp. prim. 300 mm a 2500 rpm).

Figura 59 – Pressão na entrada da válvula de admissão (coletor 3, comp. prim. 150 mm a 2500 rpm).

Figura 60 – Pressão na entrada da válvula de admissão (coletor 3, comp. prim. 300 mm a 2500 rpm).

Como é mostrado nas Figs. 55 a 61, as configurações que apresentaram a maior eficiência foram Coletor 1 e Coletor 2 com 300 mm de primário. Isso se comprovou com os picos de pressão antes do fechamento da válvula de admissão, para essa rotação. Nas simulações os mesmos efeitos foram observados.

São mostrados nos gráficos a seguir de pressão na válvula para o coletor original com 100% de abertura de borboleta. Comparando-se os resultados nota-se que é possível se obter uma melhora na eficiência modificando-se a geometria do coletor.

Figura 61 – Pressão na entrada da válvula de admissão (coletor original, comp. sec. 180 mm, 100% de abertura da borboleta a 2500 rpm).

Observa-se também que em certas configurações de coletores, os valores de pressão não têm o mesmo comportamento, comparando-se o experimental com o simulado. Isso pode ter acontecido devido a efeitos significativos de pressão não previstos pelo modelo nestas situações. Da mesma forma ocorrida com Winterbone e Pearson (1999) referindo-se as altas rotações estudadas por eles.

5.3 – Eficiência volumétrica: experimental x simulado

Nas Figs. 62 a 68 são mostrados os resultados experimentais de eficiência volumétrica e comparados aos resultados obtidos através de simulação numérica, são resultados sem a presença de combustível. Nota-se que os resultados obtidos para o coletor 1 seguem uma mesma tendência, com exceção para o primário de 150 mm a 2.000 rpm. Essa diferença se repete no coletor 2 com 150 mm de primário a mesma rotação. Um fenômeno similar ocorre a

2.500 rpm nos resultados do coletor 3 com primário de 300 mm. Isso pode ser explicado pela ocorrência inerente de ondas de pressão atuando desfavoravelmente ao sentido do fluxo, em cada rotação esses pulsos de pressão têm um tempo a partir do momento em que foi gerada (fechamento da válvula de admissão) até instantes antes do fechamento da válvula no próximo ciclo, ou dos outros cilindros, como mostra Benajes (1997) na seção 3.1.

Figura 62 – Eficiência volumétrica coletor 1, comp. prim. 150 mm (experimental x simulado).

Figura 63 – Eficiência volumétrica coletor 1, comp. prim. 300 mm (experimental x simulado).

Figura 64 – Eficiência volumétrica coletor 2, comp. prim. 150 mm (experimental x simulado).

Figura 65 – Eficiência volumétrica coletor 2, comp. prim. 300 mm (experimental x simulado).

Figura 66 – Eficiência volumétrica coletor 3, comp. prim. 150 mm (experimental x simulado).

Figura 67 – Eficiência volumétrica coletor 3, comp. prim. 300 mm (experimental x simulado).

Figura 68 – Eficiência volumétrica coletor original (experimental x simulado).

Realizaram-se quatro repetições de ensaios experimentais e nos Apêndices M, N e O podem-se verificar uma análise estatística dos resultados obtidos, valores como variância, desvio padrão, máximo e mínimo demonstram a confiabilidade dos resultados repetidos.

5.4 – Efeito ressonador de Helmholtz

Os cálculos realizados para se obter os pontos de máxima eficiência volumétrica (ENGELMAN, 1973), levando-se em consideração a geometria dos coletores correspondem aos resultados obtidos nas simulações numéricas. Nas Figs. 69 a 72 os valores de rotação são os mesmos calculados nos Apêndices de D a L, mesmo sendo obtidos de forma diferente. Os resultados não correspondem com a seção 5.3, pois foram realizadas simulações numéricas com a presença de combustível.

Figura 69 – Picos de eficiência volumétrica: coletor 1 comp. prim. de 150, 300 e 450 mm.

Figura 70 – Picos de eficiência volumétrica: coletor 2 comp. prim. de 150, 300 e 450 mm.

Figura 71 – Picos de eficiência volumétrica: coletor 3 comp. prim. de 150, 300 e 450 mm

Figura 72 – Picos de eficiência volumétrica variando o secundário do coletor original.

Os maiores valores foram alcançados com as simulações do coletor original, com secundários de 180 e 330 mm, e os picos de eficiência volumétrica com relação ao modelo de ressonador de Helmholtz apresentou uma diferença de aproximadamente 500 rpm, isso ocorreu por razão de se tratar de um modelo simplificado e somente para esse caso não mostrou eficácia, merecendo ajustes.

5.5 – Influência do combustível (etanol) sobre a eficiência volumétrica

O calor latente de vaporização do etanol é 923,84 kJ/kg a 24,85 °C (Anexo C), Reid e Smith³ (1951 apud SANTOS, 1985), e logo que o combustível é inserido no coletor de admissão, para que ele passe da fase líquida para a gasosa após a injeção, ocorre um

³ REID, R.C.; SMITH, J.M. (1951). Thermodynamic properties of ethyl alcohol. **Chemical Engineering Progress**. Vol. 47, N. 8, August.

resfriamento do ar, esse resfriamento proporciona um melhor enchimento dos cilindros. O que também foi comprovado por Wyszynski et al. (2002) utilizando 10% de etanol e metanol adicionado a gasolina padrão. Isso ocorre quando é predominante a troca de calor entre o combustível e o ar, em casos em que a troca predominante é entre o combustível e as superfícies de válvula e paredes internas dos dutos com temperatura elevada, esse fenômeno não é observado.

Os gráficos a seguir (Figs. 73 e 74) mostram esse fenômeno através de resultados obtidos por simulação numérica, e a injeção de combustível foi feita a 50 mm da válvula. Os outros parâmetros foram mantidos para que se pudesse observar a influência na eficiência volumétrica. O ganho máximo foi de 10% a 3.500 rpm com o coletor 1 com comprimento de 150 mm.

Figura 73 – Simulação numérica coletor 1 comp. prim. 300 mm: eficiência volumétrica ar x ar-combustível.

Figura 74 – Simulação numérica coletor 1 comp. prim. 150 mm: eficiência volumétrica ar x ar-combustível.

5.6 – Pressão média efetiva indicada

A pressão média efetiva indicada (PMEI), segundo Blair (1999), é calculada utilizando a seguinte expressão:

$$p_{mei} = \frac{W_i}{V_d} = \frac{(\oint p dV)_{pot}}{V_d}$$

PMEI reflete o trabalho indicado aplicado sobre o pistão no curso de potência, e na Fig. 75 observa-se que a eficiência volumétrica é fator preponderante sobre os resultados de pressão média efetiva obtidos através de simulação numérica. Com o aumento do comprimento do duto primário de 150 mm para 450 mm na simulação do coletor 2, a eficiência se eleva de 100,7% a 105,0% e a rotação onde ocorre seu valor máximo se desloca de 3.500 rpm para 2.500 rpm, respectivamente. Observa-se também que com a diminuição do

comprimento do primário de 300 mm para 150 mm, o valor do pico de eficiência não se altera, mas a rotação em que ele ocorre passa a ser em 2.500 rpm. O comportamento mostrado no gráfico é comprovado por Winterbone e Pearson (1999) nas mesmas faixas de rotações, Fig. 21 mostrada anteriormente.

Figura 75 – Pressão média efetiva indicada líquida e eficiência volumétrica em função da rotação (coletor 2).

5.7 – Imagens câmera de alta velocidade

Uma das preocupações em projetos de coletores de admissão é a uniformidade de distribuição do fluxo, ou seja, cada cilindro deve receber a mesma vazão de ar. Com a simulação numérica foi possível observar que isso não ocorre nos coletores propostos, sendo que o coletor 3 com primário de 150 mm apresentou diferença entre o cilindro 1 e 2 (ou 3 e 4) de 3,1% a 2.500 rpm.

Para que possa ser observado, são comparados resultados numéricos com imagens de ensaios experimentais. O coletor 3 apresenta vórtices de fluxo no momento em que cada válvula de admissão é aberta, e o vórtice é um fator prejudicial a distribuição uniforme do fluxo de ar, sendo que gera zonas de baixas pressões pontuais no coletor. As seqüências mostradas nas Figs. 76, 77 e 78 descrevem o fluxo de ar entre o momento de abertura da válvula do cilindro 2 até o fechamento da válvula do cilindro 1. A formação de vórtices foi mostra por Ganesan (2004) através de um código CFD (Fluido Dinâmica Computacional) na seção 3.1.7.

Figura 76 – Fluxo turbulento, coletor 3 com 150 mm de primário a 2.500 rpm.

Por razão da geometria, no coletor 2 os efeitos são minimizados, observa-se que o fluxo nos cilindros centrais (2 e 3) ocorre de uma forma direta e o ar não tem mais o mesmo espaço para recircular, isso comparado ao coletor 3 (Fig. 77).

Figura 77 – Fluxo turbulento, coletor 2 com 150 mm de primário a 2.500 rpm.

No coletor 1, as dimensões são menores com relação aos coletores 3 e 2, assim o pleno impõe um comportamento ao fluxo de ar que se assemelha a um prolongamento do duto primário para os cilindros 1 e 4. Por esse motivo há diferença entre as eficiências volumétricas de cada cilindro, mesmo com a diminuição dos vórtices (Fig. 78).

Figura 78 – Fluxo turbulento, coletor 1 com 150 mm de primário a 2.500 rpm.

Na Tab. 10 são mostrados os resultados das simulações numéricas de eficiência volumétrica para cada coletor e para cada cilindro, variando-se a rotação do motor. Compararam-se com as imagens obtidas experimentalmente os casos onde ocorrem as maiores variações entre os cilindros, ou seja, em 2.500 rpm, essa escolha foi feita pois os efeitos dinâmicos em baixas rotações têm menor influência. Nota-se que o coletor original apresentou as menores variações entre os cilindros e maior eficiência a 2.500 rpm, isso por razão de sua geometria, o pleno é centralizado e de volume menor em relação aos outros coletores estudados, o posicionamento dos dutos primários no pleno também desfavorece a formação de vórtices.

Tabela 10 – Simulação numérica da eficiência volumétrica em cada cilindro.

Coletor 1 - primário 150 mm		Eficiência Volumétrica (%)									
Rotação (rpm)	cil 1	cil 2	cil 3	cil 4	motor		média	Varian.	D. Padrão	Máximo	Mínimo
1000	85,40	85,35	85,34	85,42	85,38		85,38	0,001459	0,03819	85,42	85,34
1500	86,61	86,45	86,45	86,62	86,53		86,53	0,008637	0,092935	86,62	86,45
2000	88,28	88,36	88,36	88,26	88,31		88,31	0,002804	0,052952	88,36	88,26
2500	90,50	88,56	88,55	90,49	89,53		89,53	1,257558	1,121409	90,50	88,55
Coletor 2 - primário 150 mm		Eficiência Volumétrica (%)									
Rotação (rpm)	cil 1	cil 2	cil 3	cil 4	motor		média	Varian.	D. Padrão	Máximo	Mínimo
1000	85,37	85,31	85,31	85,38	85,34		85,34	0,001546	0,039313	85,38	85,31
1500	86,66	86,44	86,44	86,68	86,55		86,55	0,017159	0,130993	86,68	86,44
2000	88,30	88,47	88,47	88,28	88,38		88,38	0,010722	0,103546	88,47	88,28
2500	90,18	87,78	87,76	90,17	88,97		88,97	1,927044	1,38818	90,18	87,76
Coletor 3 - primário 150 mm		Eficiência Volumétrica (%)									
Rotação (rpm)	cil 1	cil 2	cil 3	cil 4	motor		média	Varian.	D. Padrão	Máximo	Mínimo
1000	85,41	85,31	85,30	85,42	85,36		85,36	0,003566	0,059714	85,42	85,30
1500	86,86	86,57	86,57	86,88	86,72		86,72	0,029408	0,171489	86,88	86,57
2000	88,28	88,40	88,40	88,26	88,33		88,33	0,005915	0,076911	88,40	88,26
2500	91,03	87,92	87,91	91,02	89,47		89,47	3,220981	1,794709	91,03	87,91
Coletor Original - sec. 180 mm		Eficiência Volumétrica (%)									
Rotação (rpm)	cil 1	cil 2	cil 3	cil 4	motor		média	Varian.	D. Padrão	Máximo	Mínimo
1000	84,99	85,01	85,00	85,00	85,00		85,00	0,000092	0,009578	85,01	84,99
1500	86,93	87,07	87,07	86,95	87,01		87,01	0,005828	0,076343	87,07	86,93
2000	88,26	87,93	87,93	88,24	88,09		88,09	0,034324	0,185268	88,26	87,93
2500	94,85	94,40	94,39	94,85	94,62		94,62	0,06878	0,26226	94,85	94,39

5.8 – Coletor otimizado

Após as variações nos coletores de acrílico de volume do pleno e comprimento dos dutos primários, com o propósito de calibrar o modelo numérico, e realização de outros estudos anteriormente demonstrados, utiliza-se essa ferramenta computacional para se propor uma configuração de coletor inédita que propicie uma melhora na eficiência volumétrica, o coletor é chamado Quadriball e sua geometria pode ser vista por vários ângulos na Fig. 79. A figura mostra o conceito inicial e a partir dele, procurou-se aperfeiçoar as dimensões do coletor de forma a se chegar a um projeto final.

Figura 79 – Projeto inicial do coletor Quadriball.

Em princípio utilizou-se para o secundário um comprimento igual ao do coletor original, ou seja, 180 mm, e os comprimentos dos dutos curvos são de 240 mm (cilindros 1 e 4) e 252 mm (cilindros 2 e 3). Os diâmetros dos dutos primários foram mantidos como o original, 32,5 mm e 90 mm para o secundário (nesse caso esse valor é limitante, pois é o mínimo para se poder acoplar 4 dutos primários de 32,5 mm de diâmetro). Os dutos primários retos têm 100 mm de comprimento e mesmo diâmetro que os dutos curvos, e os diâmetros das esferas medem 50 mm.

Na Fig. 80 mostra-se a comparação entre o coletor original e o coletor Quadriball inicial. De 1.000 a 3.500 rpm os coletores se equivalem em relação a eficiência volumétrica, após 3.500 rpm a diferença chega a 15% superior favorável ao coletor original. Isso ocorre, pois o coletor original tem uma distribuição dos dutos no pleno (dois de cada lado, duto do

cilindro 1 frente a 4 e duto do cilindro 2 frente a 3) que favorece a entrada do ar em altas rotações, sendo que ondas de pressão podem ser “aproveitadas” pelo duto oposto, dependendo da rotação (BENAJES, 1997).

Figura 80 – Eficiência volumétrica: coletor original x coletor Quadriball inicial.

Com várias mudanças de dimensões, diâmetro de duto, comprimento de duto e volume das esferas, chegou-se a uma configuração ideal (Fig. 81) para que ocorra aumento da eficiência volumétrica em 3.500 rpm de 99% para 105% e diminua a diferença em altas rotações (Fig. 82). É importante ressaltar que em regiões de máxima eficiência torna-se muito difícil conseguir uma melhora de desempenho, além disso, o coletor original demonstrou ótimos resultados, isso tornou o desafio ainda maior. Esse aumento na eficiência volumétrica reflete diretamente na potência indicada do motor, a 3.500 rpm (dentro da faixa de rotação de maior uso do motor) o ganho em potência é de 4,93 hp, como pode ser visto na Fig. 83 (as perdas ocorrem em altas rotações, regime onde o motor é pouco utilizado).

Figura 81 – Características geométricas do coletor Quadriball: (a) inicial e (b) final.

Figura 82 – Eficiência volumétrica: coletor original x coletor Quadriball.

Figura 83 – Potência indicada: coletor original x coletor Quadriball.

Um dado primordial é o fluxo mássico de entrada no cilindro, por isso mostra-se na Fig. 84 vazão mássica em 3.500 rpm. Há uma diferença clara de entrada (e) e saída (s) de fluxo mássico, e esses dados mostrados são do cilindro 1. Observa-se também o perfil de abertura de válvulas levantado experimentalmente e introduzido no programa.

Figura 84 – Fluxo mássico de admissão e escape em conjunto com o perfil de abertura de válvulas: coletor original e coletor Quadriball.

6 – CONCLUSÕES

Com o financiamento do CNPq - projeto 472064/2006-1 tornou-se possível a construção da bancada de fluxo que permite simular operacionalmente motores de combustão interna aproximando-se do funcionamento real, exceto a combustão. A bancada mostrou-se muito importante para o Núcleo de Engenharia Térmica e Fluidos (EESC-USP) sendo que tornará viável inúmeras pesquisas futuras na área de dinâmica dos gases em motores de combustão interna.

Os resultados experimentais de eficiência volumétrica foram comprovados através dos gráficos de pressão na válvula de admissão, sendo que os coletores que demonstraram eficiência elevada a 2.500 rpm foram coletor 1 e 2 com comprimento de primário de 300 mm. O mesmo se observou nos picos de pressão na válvula de admissão. Os coletores utilizados foram projetados e construídos de forma a facilitar a visualização do escoamento e também para efetuar a calibração do modelo numérico, feitos com sucesso.

Nas simulações numéricas realizadas os resultados foram satisfatórios, a pressão na entrada da válvula de admissão teve um comportamento próximo do experimental, variando no máximo 0,04 bar no coletor 1 a 2.500 rpm no pico de pressão. Winterbone e Pearson (1999) também obtiveram resultados com um erro aproximado em relação à simulação de 0,4 bar em 490° do girabrequim a 5.000 rpm (Fig. 17). O *software* utilizado demonstrou-se uma ótima ferramenta de simulação numérica para uso em motores de combustão interna. Esta ferramenta é importante para o desenvolvimento de coletores de admissão porque permite

experimentalizar varias configurações de coletores sem passar pela árdua e custosa tarefa de construir-los fisicamente.

A teoria do ressonador de Helmholtz permite determinar a rotação onde ocorrerá a máxima eficiência volumétrica, sendo isso comprovado pela simulação numérica exceto para a variação do comprimento do secundário. Esses resultados não foram confrontados com os dados experimentais por limitações da bancada (rotações menores que as previstas pelo método). Além disso, a simulação foi realizada com a presença de combustível.

Utilizando a ferramenta numérica foi possível observar o aumento da eficiência volumétrica comparando se resultados com e sem a presença de etanol. O ganho chega a 10% de eficiência a 3.500 rpm para o coletor 1 com 150 mm de comprimento. Usando a mesma ferramenta, observou-se a forte influência da eficiência volumétrica sobre a PMEI (pressão média efetiva indicada) que reflete o trabalho indicado aplicado sobre o pistão no curso de potência.

A obtenção de imagem utilizando a câmera de alta velocidade foi de suma importância, pois desse modo se pode observar a formação de vórtices no pleno dos coletores estudados, e comparar esses resultados com o desequilíbrio de entrada de ar em cada cilindro separadamente, obtidos em simulação numérica. O coletor original apresentou as menores variações entre os cilindros e maior eficiência a 2.500 rpm, isso por razão de sua geometria, o pleno centralizado e de volume menor em relação aos outros coletores estudados.

Através do estudo realizado mostrou-se que é possível, utilizando as técnicas demonstradas, construir um coletor inédito que proporcione ao motor estudado aumento de eficiência volumétrica de 6% a 3.500 rpm, e por conseqüência, um aumento de 4,93 hp de potência indicada nessa mesma rotação. É importante ressaltar que, de acordo com os objetivos do projeto, é possível aperfeiçoar o coletor de admissão na rotação desejada utilizando critérios bem definidos introduzindo-os a uma ferramenta numérica. É importante

registrar também que em regiões de máxima eficiência torna-se muito difícil conseguir uma melhora de desempenho, além disso, o coletor original demonstrou ótimos resultados, isso tornou o desafio ainda maior.

O uso da bancada experimental em conjunto com o *software GT-Power* permite a obtenção de resultados mais realistas, pois a bancada fornece ao modelo parâmetros experimentais que melhoram significativamente os resultados simulados.

6 – SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Abaixo são enumeradas algumas sugestões para se prosseguir em estudos de sistemas de admissão em motores de combustão interna:

- Simulação numérica utilizando ferramenta CFD em conjunto com o *GT-Power* para obtenção características fluidodinâmicas presentes no escoamento, comparando-as com resultados experimentais;
- Comparação entre imagens de fluxo em coletores com diferentes comprimentos de primário, secundário e diâmetros de dutos;
- Realizar ensaios experimentais com a presença de combustível e comparar com os resultados numéricos;
- Construir o coletor proposto e realizar ensaios experimentais.

7 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASME Research Committee on Fluid Meters (1959). **Fluid meters: their theory and application**. New York: The American Society of Mechanical Engineers.

BENAJES, J.; REYES, E.; GALINDO, J.; PEIDRO, J. (1997). Predesign model for intake manifold in internal combustion engines. **Society of Automotive Engineers, Inc.** Paper SAE 970055.

BENSON, R.S. (1986). **The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines**. Oxford: University Press, v. 2.

BLAIR, G.P. (1999). **Design and simulation of four-stroke engines**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc.

BOSCH, R. (2005). **Manual de Tecnologia Automotiva**. São Paulo: Edgard Blücher.

CECCARANI, M.; REBOTTIM, C. (1994). Optimization of the charge efficiency and relationship with emissions control for a high-performance engine, ATA Conference.

CEVIZ, M.A. (2007). Intake plenum volume and its influence on the engine performance, cyclic variability and emissions. **Energy Conversion and Management**. Vol. 48, n. 3, p. 961-966, March.

COLEBROOK, C.F. (1939). Turbulent flow in pipes with particular reference to the transition between the smooth and rough pipes laws. *Journal of the Institute of Civil Engineering London*, Vol. 11.

DRIELS, M.R. (1975). Dynamics of I.C. engine induction system. **Journal of Sound and Vibration**. Vol. 43, N. 3, p. 499-510.

ENGELMAN, H.W. (1973). Design of a tuned intake manifold. **American Society of Mechanical Engineers**. Paper 73-WA/DGP2.

FORTUNA, A.O. (2000). **Técnicas computacionais para dinâmica dos fluidos: Conceitos básicos e aplicações**. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo.

GANESAN, V.; KUMAR, J.S.; BALASUBRAMANIAN, V. (2004). Flow field analysis of a multi cylinder S.I. engine air intake system using computational fluid dynamics. **Society of Automotive Engineers, Inc**. Paper SAE 2004-28-0010.

HANRIOT, S.M. (2001). **Estudo dos fenômenos pulsantes do escoamento de ar nos condutores de admissão em motores de combustão interna**. 177p. Tese (Doutorado) - Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.

HEISLER, H. (1995). **Advanced Engine Technology**. London: Society of Automotive Engineers, Inc.

HEYWOOD, J.B. (1988). **Internal combustion engines fundamentals**. New York: McGraw Hill.

KINSLER, E.L.; FREY, R.A. (1962). **Fundamentals of acoustics**. New York: John Wiley & Sons, Inc.

KOWALEWICZ, A. (1984). **Combustion systems of high-speed piston I.C. engines**. New York: Elsevier Science Publishing Company, Inc.

MAFTOUNI, N.; EBRAHIMI, R.; HOSSEIN POUR, S. (2006). The effect of intake manifold runners length on the volumetric efficiency by 3-D CFD model. **Society of Automotive Engineers, Inc.** Paper SAE 2006-32-0118.

MALISKA, C.R. (1995). **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Rio de Janeiro – RJ: LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S. A.

MILLER, D.S. (1990). **Internal flow systems**. Second Edition, BHR Group Limited.

MOODY, L.F. (1944). Friction factors for pipe flow. **Transactions of ASME**, Vol. 66.

MORSE, P.H.; BODEN, R.H.; SCHECTER, H. (1938). Acoustic vibrations and internal combustion engine performance. **Journal of Applied Physics**, v.9, p.16-23, Jan.

MUNSON, B.R.; YOUNG, D.F.; OKIISHI, T.H. (1994). **Fundamentos da mecânica dos fluidos**. Vol. 2, São Paulo – SP: Editora Edgard Blücher.

REGATTIERI, C.R. (2003). **Estudo da utilização da Energia do Biogás na incineração do chorume em Aterros Sanitários - Eliminação Simultânea de duas fontes poluentes - Gasosa e Líquida**. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos-SP.

SANTOS, A.M. (1985). Partida a frio de motores a álcool etílico com o auxílio do afogador. **VIII COBEM – Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica**. São José dos Campos - SP, p. 245-248, Dezembro.

SILVA, J.A. (2004). **Estudo dos Processos de Admissão e exaustão utilizando Ensaio Experimental e Simulação de um Motor de Combustão Interna a Etanol Aspirado e Turboalimentado**. 225p. Tese (Doutorado). Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos-SP.

TABACZYNSKI, R.J. (1982). Effects of inlet and exhaust system design on engine performance. **Society of Automotive Engineers, Inc.** Paper SAE 821577.

TAMARIT, V.R.B. (1995). **Síntesis de la aerodinámica interna del motor diesel sobrealimentado**. 237p. Tese (Doutorado). Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia.

WINTERBONE, D.E.; PEARSON, R.J. (1999). **Design techniques for engine manifold: Wave action methods for IC engines**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc.

WINTERBONE, D.E.; WORTH, D.R.; NICHOLS, J.R. (1989). A comparison of synthesis and analysis models for wave action manifolds. **Transactions of IMechE Conference on Small internal combustion engines**. Mechanical Engineering Publication, London. Paper C372/037/89.

WYSZYNSKI, L.P.; STONE, C.R.; KALGHATGI, G.T. (2002). The volumetric efficiency of direct and port injection gasoline with different fuels. **Society of Automotive Engineers, Inc.** Paper SAE 2002-01-0839.

8 – APÊNDICES

APÊNDICE A – Cálculo do coeficiente de descarga (planilha disponível para usuários do *software*) - admissão.

Input Section				Output Section					
Lift	Upstream Stagnation Temperature	Pressure Drop (See cells C14, C15 & C16)	Flow Rate (See cell C5)	Reference Flow Area	Density at Throat	Isentropic Velocity	L/d	Discharge Coefficient	Effective area
mm	K	Pa	kg / s	mm ²	kg/m ³	m/s			mm ²
0.97	298,052623	588,399	0,003417766	1256,636	1,179658518	31,55156174	0,024	0,07307278	91,8258876
2,04	298,270816	519,75245	0,005987283	1256,636	1,179369286	29,66124047	0,051	0,13620126	171,155408
3,06	298,343843	333,4261	0,007592818	1256,636	1,180636901	23,75203953	0,076	0,21546474	270,760745
4,03	298,490026	215,7463	0,008559256	1256,636	1,181040714	19,1068414	0,101	0,3018372	379,299498
4,93	298,5395	137,2931	0,009119619	1256,636	1,181499381	15,24113941	0,123	0,40301042	506,437398
6,02	298,602915	68,64655	0,009295828	1256,636	1,181820814	10,77695268	0,151	0,58080584	729,861528
6,93	298,624812	58,8399	0,009420155	1256,636	1,181815905	9,977712698	0,173	0,63572269	798,872021
ensaio 2									
1	298,52916	588,399	0,003764273	1256,636	1,177775449	31,57677454	0,025	0,08054551	101,216393
1,98	298,382704	490,3325	0,006039996	1256,636	1,179172798	28,81344671	0,049	0,14146679	177,77226
3	298,129902	343,23275	0,007514919	1256,636	1,18140219	24,0905783	0,075	0,21012117	264,045832
3,99	298,028406	205,93965	0,008621798	1256,636	1,18295199	18,65278162	0,1	0,31094074	390,739325
5,03	297,99068	127,48645	0,009116142	1256,636	1,18375733	14,67296969	0,126	0,41765806	524,844154
5,95	297,94135	68,64655	0,009372365	1256,636	1,184444993	10,7650077	0,149	0,58493882	735,055175
6,95	297,894175	58,8399	0,009564104	1256,636	1,184714513	9,965499127	0,174	0,64464712	810,086782
ensaio 3									
1	298,121738	588,399	0,003819746	1256,636	1,179385032	31,55521975	0,025	0,0816767	102,637881
2,02	298,160398	509,9458	0,006116052	1256,636	1,179888024	29,37413655	0,05	0,14042866	176,467715
3,02	298,115456	333,4261	0,007769563	1256,636	1,18154139	23,7429465	0,075	0,22039591	276,957434
4,03	298,098578	215,7463	0,008619211	1256,636	1,182591597	19,09430868	0,101	0,30375211	381,70584
4,97	298,110085	127,48645	0,009225091	1256,636	1,183283188	14,67590913	0,124	0,42273427	531,223105
6,02	298,121272	68,64655	0,009405973	1256,636	1,183730157	10,76825762	0,151	0,58721354	737,91367
7,05	298,139295	58,8399	0,009557761	1256,636	1,183740481	9,969598302	0,176	0,64448454	809,882471
ensaio 4									
1,02	299,726895	588,399	0,003970089	1256,636	1,173068955	31,64005605	0,025	0,08511969	106,964461
1,98	299,789217	470,7192	0,006474525	1256,636	1,17380356	28,29677505	0,049	0,15511938	194,928593
2,97	299,832032	304,00615	0,008010656	1256,636	1,175021354	22,73527421	0,074	0,23862318	299,862472
4,01	299,874542	176,5197	0,008955675	1256,636	1,175913624	17,32162486	0,1	0,34988455	439,677519
4,99	299,875046	107,87315	0,009372118	1256,636	1,176481633	13,53930852	0,125	0,46821637	588,377543
5,99	299,839918	68,64655	0,009611984	1256,636	1,176945159	10,7992521	0,15	0,60180201	756,246065
7	300,057776	58,8399	0,009578404	1256,636	1,176171993	10,00162329	0,175	0,64795125	814,238872

APÊNDICE B – Cálculo do coeficiente de descarga (planilha disponível para usuários do *software*) - escape.

Input Section				Output Section					
Lift	Upstream Stagnation Temperature	Pressure Drop (See cells C14, C15 & C16)	Flow Rate (See cell C5)	Reference Flow Area	Density at Throat	Isentropic Velocity	L/d	Discharge Coefficient	Effective area
mm	K	Pa	kg / s	mm ²	kg/m ³	m/s			mm ²
0,96	303,661554	578,59235	0,003296243	855,2978775	1,157949563	31,5800005	0,029	0,10539016	90,1399789
2,05	303,314013	519,75245	0,005143629	855,2978775	1,159759932	29,91094719	0,062	0,17336203	148,276178
2,97	303,258031	402,07265	0,006626528	855,2978775	1,160941116	26,29987498	0,09	0,25374923	217,031178
4,01	303,214176	304,00615	0,007774052	855,2978775	1,161914805	22,86314304	0,122	0,3421526	292,64239
5,06	303,189464	225,55295	0,008516379	855,2978775	1,162654023	19,68979234	0,153	0,43495662	372,017474
6,04	303,161835	176,5197	0,008975048	855,2978775	1,163162769	17,41630788	0,183	0,51799172	443,037217
7,03	303,296525	107,87315	0,009089034	855,2978775	1,163209779	13,61632905	0,213	0,6709378	573,851675
ensaio 2									
1,01	296,645817	578,59235	0,003556318	855,2978775	1,185335318	31,21305961	0,031	0,11238428	96,1220358
2	296,722179	519,75245	0,005250769	855,2978775	1,185524589	29,58413893	0,061	0,17503949	149,710902
2,98	296,706109	411,8793	0,006828768	855,2978775	1,186494885	26,33000971	0,09	0,25556892	218,587557
4	296,655197	304,00615	0,007987259	855,2978775	1,187604478	22,614509	0,121	0,34771336	297,398499
5,02	296,651605	225,55295	0,008709995	855,2978775	1,188277576	19,4763439	0,152	0,4400228	376,350563
6	296,680026	176,5197	0,009114326	855,2978775	1,188575329	17,22911556	0,182	0,52037623	445,076682
6,99	296,682561	112,776475	0,009288624	855,2978775	1,189100144	13,76983271	0,212	0,66326475	567,288929
ensaio 3									
1	299,160987	578,59235	0,003425986	855,2978775	1,175369714	31,34510335	0,03	0,10872364	92,9911023
1,99	299,168697	519,75245	0,005089565	855,2978775	1,1758297	29,70585135	0,06	0,17036362	145,711645
2,99	299,155393	402,07265	0,006814864	855,2978775	1,176862343	26,12136976	0,091	0,25918997	221,684634
3,98	299,120262	294,1995	0,007851356	855,2978775	1,177899038	22,33862079	0,121	0,34886938	298,387244
5	298,881786	225,55295	0,008563327	855,2978775	1,179410947	19,54941689	0,152	0,43423636	371,401435
5,97	298,637113	176,5197	0,009067928	855,2978775	1,180786125	17,28584916	0,181	0,51943198	444,26907
7,01	298,399516	107,87315	0,009285904	855,2978775	1,182299116	13,50595748	0,212	0,67991414	581,529121
ensaio 4									
1	301,5205	578,59235	0,003460736	855,2978775	1,166171997	31,46847158	0,03	0,11025869	94,3040243
1,98	301,626196	529,5591	0,005114961	855,2978775	1,166168588	30,10821015	0,06	0,17032511	145,678708
2,97	301,678401	402,07265	0,006800002	855,2978775	1,167019965	26,23128931	0,09	0,25971302	222,131993
3,99	301,191221	294,1995	0,007778491	855,2978775	1,169799929	22,41581812	0,121	0,34682608	296,639612
5,01	301,756612	215,7463	0,008519061	855,2978775	1,168255671	19,21110671	0,152	0,44379666	379,578341
6,02	301,552767	176,5197	0,009009778	855,2978775	1,169369337	17,37002681	0,182	0,51861431	443,569717
6,97	301,615224	107,87315	0,009153306	855,2978775	1,169693887	13,57853607	0,211	0,67380685	576,305569

APÊNDICE C – Gráficos dos coeficientes de descarga versus altura/diâmetro da válvula.

Admissão

Escape

APÊNDICE D – Cálculo dos picos de pressão do efeito de ressonador de Helmholtz (Coletor Original Secundário 180 mm).

Comp. Prim. Externo	Lr=	25,1 cm	Picos de Helmholtz		
Área Prim.	Ar=	8,552 cm ²	N1=	6694	rpm
Comp. Prim. Interno	Lr=	22,8 cm			
Taxa de Compressão	Tc=	12	N2=	3682	rpm
Cilindrada por cilindro	Cc=	499,557 cm ³			
Plenum Altura	Lp=	3,25 cm			
Plenum área (média)	Ap=	75,2164 cm ²			
Indutância Runner secundário	lrs=	1,083685 cm ⁻¹			
Indutância do Prim.	lr=	2,934986 cm ⁻¹			
			Constantes		
Indutância do Plenum	lp=	0,043209 cm ⁻¹	A=	2,488334	
			B=	1,33202	
Volume Efetivo do Cilindro	C1=	295,1928 cm ³			
			Frequências de Ressonância		
Fator de frequência	fp=	0,005407	f1=	0,007111	
			f2=	0,003912	
Indutância primária	lpri=	2,934986 cm ⁻¹			
			Razões de Frequência		
Indutância secundária	lsec=	1,126893 cm ⁻¹	X1=	1,315155	
			X2=	0,723541	
Razão de Indução	a=	0,383952	Área de Indutância Primária	Apri=	8,552 cm ²
Razão de Capacitância	b=	2,876357			
			Comp. Sec.	Lrs=	18 cm
			Área Sec.	Ars=	16,61 cm ²
Pico do Modelo de Helmholtz	Np=	5089,535 rpm	Velocidade Som no Ar	c=	330 m/s
Indutância Runner secundário	lrs=	1,083685 cm ⁻¹			

APÊNDICE E – Cálculo dos picos de pressão do efeito de ressonador de Helmholtz (Coletor Original Secundário 330 mm).

Comp. Prim. Externo	Lr=	25,1 cm	Picos de Helmholtz			
Área Prim.	Ar=	8,552 cm ²		N1=	6274	rpm
Comp. Prim. Interno	Lr=	22,8 cm				
Taxa de Compressão	Tc=	12		N2=	2927	rpm
Cilindrada por cilindro	Cc=	499,557 cm ³				
Plenum Altura	Lp=	3,25 cm				
Plenum área (média)	Ap=	75,2164 cm ²				
Indutância Runner secundário	Irs=	1,986755 cm ⁻¹				
Indutância do Prim.	Ir=	2,934986 cm ⁻¹				
			Constantes			
Indutância do Plenum	Ip=	0,043209 cm ⁻¹		A=	3,681056	
				B=	2,364852	
Volume Efetivo do Cilindro	C1=	295,1928 cm ³				
			Frequências de Ressonância			
Fator de frequência	fp=	0,005407		f1=	0,006665	
				f2=	0,00311	
Indutância primária	Ipri=	2,934986 cm ⁻¹				
			Razões de Frequência			
Indutância secundária	Isec=	2,029964 cm ⁻¹		X1=	1,232688	
				X2=	0,575154	
Razão de Indução	a=	0,691643	Área de Indutância Primária	Apri=	8,552	cm ²
Razão de Capacitância	b=	2,876357				
			Comp. Sec.	Lrs=	33	cm
			Área Sec.	Ars=	16,61	cm ²
Pico do Modelo de Helmholtz	Np=	5089,535 rpm	Velocidade Som no Ar	c=	330	m/s
Indutância Runner secundário	Irs=	1,986755 cm ⁻¹				

APÊNDICE F – Cálculo dos picos de pressão do efeito de ressonador de Helmholtz (Coletor Original Secundário 450 mm).

Comp. Prim. Externo	Lr=	25 cm	Picos de Helmholtz			
Área Prim.	Ar=	8,552 cm ²		N1=	6169 rpm	
Comp. Prim. Interno	Lr=	23 cm				
Taxa de Compressão	Tc=	12		N2=	2558 rpm	
Cilindrada por cilindro	Cc=	499,557 cm ³				
Plenum Altura	Lp=	3,25 cm				
Plenum área (média)	Ap=	75,2164 cm ²				
Indutância Runner secundário	Irs=	2,709211 cm ⁻¹				
Indutância do Prim.	Ir=	2,923293 cm ⁻¹				
			Constantes			
Indutância do Plenum	Ip=	0,043209 cm ⁻¹		A=	4,657958	
				B=	3,291038	
Volume Efetivo do Cilindro	C1=	295,1928 cm ³				
Fator de frequência	fp=	0,005418	Frequências de Ressonância			
				f1=	0,006554	
Indutância primária	Ipri=	2,923293 cm ⁻¹			f2=	0,002718
Indutância secundária	Isec=	2,75242 cm ⁻¹	Razões de Frequência			
				X1=	1,209605	
				X2=	0,501602	
Razão de Indução	a=	0,941548	Área de Indutância Primária	Apri=	8,552 cm ²	
Razão de Capacitância	b=	2,885048				
			Comp. Sec.	Lrs=	45 cm	
			Área Sec.	Ars=	16,61 cm ²	
Pico do Modelo de Helmholtz	Np=	5099,704 rpm	Velocidade Som no Ar	c=	330 m/s	
Indutância Runner secundário	Irs=	2,709211 cm ⁻¹				

APÊNDICE G – Cálculo dos picos de pressão do efeito de ressonador de Helmholtz (Coletor 1 com o primário de 15 cm).

Comp. Prim.	Lr=	15 cm	Picos de Helmholtz			
Área Prim.	Ar=	8,552 cm ²		N1=	8071	rpm
Taxa de Compressão	Tc=	12				
Cilindrada por cilindro	Cc=	499,557 cm ³		N2=	3624	rpm
Plenum comp.	Lp=	3,3 cm				
Plenum área (média)	Ap=	138,6 cm ²				
Indutância duto secundário	lrs=	1,326455 cm ⁻¹				
Indutância do Prim.	lr=	1,753976 cm ⁻¹	Constantes	A=	3,96625	
Indutância do Plenum	lp=	0,02381 cm ⁻¹		B=	2,635425	
Volume Efetivo do Cilindro	C1=	295,1928 cm ³	Frequências de Ressonância	f1=	0,008575	
Fator de frequência	fp=	0,006994		f2=	0,00385	
Indutância primária	lpri=	1,753976 cm ⁻¹	Razões de Frequência	X1=	1,225898	
Indutância secundária	lsec=	1,350265 cm ⁻¹		X2=	0,550412	
			Área de Indutância Primária	Apri=	8,552 cm ²	
Razão de Indução	a=	0,769831	Comprimento Primário	Lr=	15 cm	
Razão de Capacitância	b=	2,853119	Comp. Sec.	Lrs=	18 cm	
			Área Sec.	Ars=	13,57 cm ²	
			Velocidade Som no Ar	c=	330 m/s	
Pico do Modelo de Helmholtz	Np=	6583,689 rpm				
Indutância Runner secundário	lrs=	1,326455 cm ⁻¹				

APÊNDICE H – Cálculo dos picos de pressão do efeito de ressonador de Helmholtz (Coletor 1 com primário de 30 cm).

Comp. Prim.	Lr=	30 cm	Picos de Helmholtz			
Área Prim.	Ar=	8,552 cm ²		N1=	5563 rpm	
Taxa de Compressão	Tc=	12				
Cilindrada por cilindro	Cc=	499,557 cm ³		N2=	3080 rpm	
Plenum comp.	Lp=	3,3 cm				
Plenum área (média)	Ap=	138,6 cm ²				
Indutância duto secundário	Lrs=	1,326455 cm ⁻¹				
Indutância do Prim.	Lr=	3,507951 cm ⁻¹	Constantes	A=	2,984936	
Indutância do Plenum	Lp=	0,02381 cm ⁻¹		B=	1,584222	
Volume Efetivo do Cilindro	C1=	295,1928 cm ³	Frequências de Ressonância	f1=	0,00591	
Fator de frequência	fp=	0,004946		f2=	0,003272	
Indutância primária	Lpri=	3,507951 cm ⁻¹	Razões de Frequência	X1=	1,194924	
Indutância secundária	Lsec=	1,350265 cm ⁻¹		X2=	0,661602	
			Área de Indutância Primária	Apri=	8,552 cm ²	
Razão de Indução	a=	0,384916	Comprimento Primário	Lr=	15 cm	
Razão de Capacitância	b=	4,156809	Comp. Sec.	Lrs=	18 cm	
			Área Sec.	Ars=	13,57 cm ²	
Pico do Modelo de Helmholtz	Np=	4655,371 rpm	Velocidade Som no Ar	c=	330 m/s	
Indutância Runner secundário	Lrs=	1,326455 cm ⁻¹				

APÊNDICE I – Cálculo dos picos de pressão do efeito de ressonador de Helmholtz (Coletor 1 com primário de 45 cm).

Comp. Prim.	Lr=	45 cm	Picos de Helmholtz			
Área Prim.	Ar=	8,552 cm ²		N1=	4474	rpm
Taxa de Compressão	Tc=	12				
Cilindrada por cilindro	Cc=	499,557 cm ³		N2=	2753	rpm
Plenum comp.	Lp=	3,3 cm				
Plenum área (média)	Ap=	138,6 cm ²				
Indutância Runner secundário	lrs=	1,326455 cm ⁻¹				
Indutância do Prim.	lr=	5,261927 cm ⁻¹	Constantes			
				A=	2,628598	
Indutância do Plenum	lp=	0,02381 cm ⁻¹		B=	1,184685	
Volume Efetivo do Cilindro	C1=	295,1928 cm ³	Frequências de Ressonância			
				f1=	0,004753	
Fator de frequência	fp=	0,004038		f2=	0,002925	
Indutância primária	lpri=	5,261927 cm ⁻¹	Razões de Frequência			
				X1=	1,176913	
Indutância secundária	lsec=	1,326455 cm ⁻¹		X2=	0,724212	
			Área de Indutância Primária	Apri=	8,552 cm ²	
Razão de Indução	a=	0,252085	Comprimento Primário	Lr=	15 cm	
Razão de Capacitância	b=	5,4605	Comp. Sec.	Lrs=	18 cm	
			Área Sec.	Ars=	13,57 cm ²	
			Velocidade Som no Ar	c=	330 m/s	
Pico do Modelo de Helmholtz	Np=	3801,095 rpm				
Indutância Runner secundário	lrs=	1,326455 cm ⁻¹				

APÊNDICE J – Cálculo dos picos de pressão do efeito de ressonador de Helmholtz (Coletor 2 com o primário de 15 cm).

Comp. Prim.	Lr=	15 cm	Picos de Helmholtz			
Área Prim.	Ar=	8,552 cm ²		N1=	7486 rpm	
Taxa de Compressão	Tc=	12				
Cilindrada por cilindro	Cc=	499,557 cm ³		N2=	3118 rpm	
Plenum comp.	Lp=	6,6 cm				
Plenum área (média)	Ap=	138,6 cm ²				
Indutância duto secundário	Lrs=	1,326455 cm ⁻¹				
Indutância do Prim.	Lr=	1,753976 cm ⁻¹	Constantes			
				A=	5,232386	
Indutância do Plenum	Lp=	0,047619 cm ⁻¹		B=	3,685368	
Volume Efetivo do Cilindro	C1=	295,1928 cm ³	Frequências de Ressonância			
				f1=	0,007953	
Fator de frequência	fp=	0,006994		f2=	0,003312	
Indutância primária	Lpri=	1,753976 cm ⁻¹	Razões de Frequência			
				X1=	1,137018	
Indutância secundária	Lsec=	1,374074 cm ⁻¹		X2=	0,473573	
			Área de Indutância Primária	Apri=	8,552 cm ²	
Razão de Indução	a=	0,783406	Comprimento Primário	Lr=	15 cm	
Razão de Capacitância	b=	4,402547	Comp. Sec.	Lrs=	18 cm	
			Área Sec.	Ars=	13,57 cm ²	
			Velocidade Som no Ar	c=	330 m/s	
Pico do Modelo de Helmholtz	Np=	6583,689 rpm				
Indutância Runner secundário	Lrs=	1,326455 cm ⁻¹				

APÊNDICE K – Cálculo dos picos de pressão do efeito de ressonador de Helmholtz (Coletor 2 com primário de 30 cm).

Comp. Prim.	Lr=	30 cm	Picos de Helmholtz			
Área Prim.	Ar=	8,552 cm ²		N1=	5247 rpm	
Taxa de Compressão	Tc=	12				
Cilindrada por cilindro	Cc=	499,557 cm ³		N2=	2763 rpm	
Plenum comp.	Lp=	6,6 cm				
Plenum área (média)	Ap=	138,6 cm ²				
Indutância duto secundário	Irs=	1,326455 cm ⁻¹				
Indutância do Prim.	Ir=	3,507951 cm ⁻¹	Constantes	A=	3,626852	
Indutância do Plenum	Ip=	0,047619 cm ⁻¹		B=	2,052671	
Volume Efetivo do Cilindro	C1=	295,1928 cm ³	Frequências de Ressonância	f1=	0,005575	
Fator de frequência	fp=	0,004946		f2=	0,002935	
Indutância primária	Ipri=	3,507951 cm ⁻¹	Razões de Frequência			
Indutância secundária	Isec=	1,374074 cm ⁻¹		X1=	1,127165	
				X2=	0,593416	
Razão de Indução	a=	0,391703	Área de Indutância Primária	Apri=	8,552 cm ²	
Razão de Capacitância	b=	5,706237	Comprimento Primário	Lr=	15 cm	
			Comp. Sec.	Lrs=	18 cm	
			Área Sec.	Ars=	13,57 cm ²	
			Velocidade Som no Ar	c=	330 m/s	
Pico do Modelo de Helmholtz	Np=	4655,371 rpm				
Indutância Runner secundário	Irs=	1,326455 cm ⁻¹				

APÊNDICE L – Cálculo dos picos de pressão do efeito de ressonador de Helmholtz (Coletor 2 com primário de 45 cm).

Comp. Prim.	Lr=	45 cm	Picos de Helmholtz			
Área Prim.	Ar=	8,552 cm ²		N1=	4265	rpm
Taxa de Compressão	Tc=	12				
Cilindrada por cilindro	Cc=	499,557 cm ³		N2=	2548	rpm
Plenum comp.	Lp=	6,6 cm				
Plenum área (média)	Ap=	138,6 cm ²				
Indutância Runner secundário	Irs=	1,326455 cm ⁻¹				
Indutância do Prim.	lr=	5,261927 cm ⁻¹	Constantes			
				A=	3,019186	
Indutância do Plenum	lp=	0,047619 cm ⁻¹		B=	1,430763	
Volume Efetivo do Cilindro	C1=	295,1928 cm ³	Frequências de Ressonância			
Fator de frequência	fp=	0,004038		f1=	0,004531	
				f2=	0,002707	
Indutância primária	lpri=	5,261927 cm ⁻¹	Razões de Frequência			
Indutância secundária	lsec=	1,326455 cm ⁻¹		X1=	1,122101	
				X2=	0,670405	
Razão de Indução	a=	0,252085	Área de Indutância Primária	Apri=	8,552 cm ²	
Razão de Capacitância	b=	7,009928	Comprimento Primário	Lr=	15 cm	
			Comp. Sec.	Lrs=	18 cm	
			Área Sec.	Ars=	13,57 cm ²	
Pico do Modelo de Helmholtz	Np=	3801,095 rpm	Velocidade Som no Ar	c=	330 m/s	
Indutância Runner secundário	Irs=	1,326455 cm ⁻¹				

APÊNDICE M – Cálculo dos picos de pressão do efeito de ressonador de Helmholtz (Coletor 3 com o primário de 15 cm).

Comp. Prim.	Lr=	15 cm	Picos de Helmholtz			
Área Prim.	Ar=	8,552 cm ²		N1=	7077	rpm
Taxa de Compressão	Tc=	12				
Cilindrada por cilindro	Cc=	499,557 cm ³		N2=	2484	rpm
Plenum comp.	Lp=	13,2 cm				
Plenum área (média)	Ap=	138,6 cm ²				
Indutância duto secundário	Lrs=	1,326455 cm ⁻¹				
Indutância do Prim.	lr=	1,753976 cm ⁻¹	Constantes	A=	7,890854	
Indutância do Plenum	lp=	0,095238 cm ⁻¹		B=	6,159901	
Volume Efetivo do Cilindro	C1=	295,1928 cm ³	Frequências de Ressonância	f1=	0,007518	
Fator de frequência	fp=	0,006994		f2=	0,002639	
Indutância primária	lpri=	1,753976 cm ⁻¹	Razões de Frequência	X1=	1,074911	
Indutância secundária	lsec=	1,421694 cm ⁻¹		X2=	0,377281	
			Área de Indutância Primária	Apri=	8,552 cm ²	
Razão de Indução	a=	0,810555	Comprimento Primário	Lr=	15 cm	
Razão de Capacitância	b=	7,501403	Comp. Sec.	Lrs=	18 cm	
			Área Sec.	Ars=	13,57 cm ²	
			Velocidade Som no Ar	c=	330 m/s	
Pico do Modelo de Helmholtz	Np=	6583,689 rpm				
Indutância Runner secundário	Lrs=	1,326455 cm ⁻¹				

APÊNDICE N – Cálculo dos picos de pressão do efeito de ressonador de Helmholtz (Coletor 3 com primário de 30 cm).

Comp. Prim.	Lr=	30 cm	Picos de Helmholtz			
Área Prim.	Ar=	8,552 cm ²		N1=	4993	rpm
Taxa de Compressão	Tc=	12				
Cilindrada por cilindro	Cc=	499,557 cm ³		N2=	2298	rpm
Plenum comp.	Lp=	13,2 cm				
Plenum área (média)	Ap=	138,6 cm ²				
Indutância duto secundário	Lrs=	1,326455 cm ⁻¹				
Indutância do Prim.	lr=	3,507951 cm ⁻¹	Constantes			
Indutância do Plenum	lp=	0,095238 cm ⁻¹		A=	4,973783	
Volume Efetivo do Cilindro	C1=	295,1928 cm ³		B=	3,234887	
Fator de frequência	fp=	0,004946	Frequências de Ressonância			
				f1=	0,005304	
				f2=	0,002441	
Indutância primária	lpri=	3,507951 cm ⁻¹	Razões de Frequência			
Indutância secundária	lsec=	1,421694 cm ⁻¹		X1=	1,072453	
				X2=	0,493604	
			Área de Indutância Primária	Apri=	8,552	cm ²
Razão de Indução	a=	0,405277	Comprimento Primário	Lr=	15	cm
Razão de Capacitância	b=	8,805094	Comp. Sec.	Lrs=	18	cm
			Área Sec.	Ars=	13,57	cm ²
			Velocidade Som no Ar	c=	330	m/s
Pico do Modelo de Helmholtz	Np=	4655,371 rpm				
Indutância Runner secundário	Lrs=	1,326455 cm ⁻¹				

APÊNDICE O – Resultados obtidos experimentalmente e simulados com análise estatística (coletor 1, 2 e 3 com primário de 150 mm).

Primário 150 mm							
Rotação (rpm)	Efic. Vol. Coletor 1 (%)						simulado
1000	85,57					0,853769	85,3769
1500	87,50					0,865333	86,5333
2000	86,88					0,883142	88,3142
2500	91,26					0,895257	89,5257
1000	87,81						
1500	88,98						
2000	88,15						
2500	91,81						
1000	86,94						
1500	88,48						
2000	87,40						
2500	91,57						
1000	86,35						
1500	88,39						
2000	87,68						
2500	91,03						
Primário 150 mm							
Rotação (rpm)	Efic. Vol. Coletor 2 (%)						simulado
1000	85,46					0,853444	85,3444
1500	87,47					0,865536	86,5536
2000	86,55					0,883817	88,3817
2500	92,11					0,88972	88,972
1000	87,56						
1500	89,00						
2000	88,39						
2500	92,92						
1000	87,02						
1500	89,28						
2000	88,12						
2500	93,30						
1000	87,04						
1500	88,88						
2000	88,37						
2500	92,17						
Primário 150 mm							
Rotação (rpm)	Efic. Vol. Coletor 3 (%)						simulado
1000	85,52					0,853595	85,3595
1500	86,55					0,867198	86,7198
2000	88,34					0,883336	88,3336
2500	90,87					0,894671	89,4671
1000	86,59						
1500	88,57						
2000	89,78						
2500	91,92						
1000	87,12						
1500	88,81						
2000	90,43						
2500	92,06						
1000	87,53						
1500	89,06						
2000	90,52						
2500	91,26						

136

APÊNDICE Q – Resultados obtidos experimentalmente e simulados com análise estatística (coletor original).

Original								
Rotação (rpm)	Efic. Vol. (%)							simulado
1000	87,69						0,851424	85,1424
1500	89,43						0,871686	87,1686
2000	88,99						0,877307	87,7307
2500	90,38						0,930754	93,0754
1000	86,95							
1500	89,03		Rotação (rpm)	média	Varian.	D. Padrão	Máximo	Mínimo
2000	88,58		1000	87,72	0,412579	0,642323	88,52	86,95
2500	90,09		1500	89,19	0,096437	0,310543	89,48	88,84
1000	87,71		2000	88,76	0,047927	0,218923	88,99	88,57
1500	88,84		2500	90,35	0,13036	0,361054	90,85	90,09
2000	88,57							
2500	90,09							
1000	88,52							
1500	89,48							
2000	88,91							
2500	90,85							

9 – ANEXOS

ANEXO A – Cálculo da vazão de ar (valores ilustrativos).

Fonte: Regattieri (2003).

ANEXO B – Especificações do transmissor de temperatura.

AD595—SPECIFICATIONS

(@ +25°C and $V_S = 5\text{ V}$, Type J (AD594), Type K (AD595) Thermocouple, unless otherwise noted)

Model	AD595C			
	Min	Typ	Max	Units
ABSOLUTE MAXIMUM RATING				
+V _S to -V _S			36	Volts
Common-Mode Input Voltage	-V _S - 0.15		+V _S	Volts
Differential Input Voltage	-V _S		+V _S	Volts
Alarm Voltages				
+ALM	-V _S		-V _S + 36	Volts
-ALM	-V _S		+V _S	Volts
Operating Temperature Range	-55		+125	°C
Output Short Circuit to Common	Indefinite			
TEMPERATURE MEASUREMENT				
(Specified Temperature Range 0°C to +50°C)				
Calibration Error at +25°C ¹			±1	°C
Stability vs. Temperature ²			±0.025	°C/°C
Gain Error			±0.75	%
Nominal Transfer Function			10	mV/°C
AMPLIFIER CHARACTERISTICS				
Closed Loop Gain ³			247.3	
Input Offset Voltage		(Temperature in °C) × 40.44 μV/°C		μV
Input Bias Current		0.1		μA
Differential Input Range	-10		+50	mV
Common-Mode Range	-V _S - 0.15		-V _S - 4	Volts
Common-Mode Sensitivity - RTO			10	mV/V
Power Supply Sensitivity - RTO			10	mV/V
Output Voltage Range				
Dual Supply	-V _S + 2.5		+V _S - 2	Volts
Single Supply	0		+V _S - 2	Volts
Usable Output Current ⁴		±5		mA
3 dB Bandwidth		15		kHz
ALARM CHARACTERISTICS				
V _{CE(SAT)} at 2 mA		0.3		Volts
Leakage Current			±1	μA max
Operating Voltage at -ALM			+V _S - 4	Volts
Short Circuit Current		20		mA
POWER REQUIREMENTS				
Specified Performance	+V _S = 5, -V _S = 0			Volts
Operating ⁵	+V _S to -V _S ≤ 30			Volts
Quiescent Current (No Load)				
+V _S		160	300	μA
-V _S		100		μA
PACKAGE OPTION				
TO-116 (D-14)	AD595CD			
Cerdip (Q-14)	AD595CQ			

ANEXO C – Propriedades Termodinâmicas do Álcool Etilico Saturado (SI).

T (°C)	P (KPa)	Vol. específico (m ³ /Kg)			Entalpia (KJ/Kg)			Entropia (KJ/KgK)		
		Liq. sat.	Evap.	Vap. sat.	Liq. sat.	Evap.	Vap. sat.	Liq. sat.	Evap.	Vap. sat.
0	1,641	0,0012398	29,6844953	29,6857351	0,000	947,147	947,147	0,0000	3,4671	3,4671
4,444	2,199	0,0012461	22,5052798	22,5065258	10,234	942,728	952,962	0,0373	3,3959	3,4332
10	3,165	0,0012529	15,9378583	15,9391113	22,795	937,378	960,173	0,0821	3,3105	3,3926
15,56	4,461	0,0012610	11,5054731	11,5067342	35,820	931,563	967,383	0,1273	3,2263	3,3536
21,11	6,274	0,0012692	8,3154043	8,3166735	48,846	925,515	974,361	0,1721	3,1451	3,3172
26,67	8,687	0,0012767	6,1691311	6,1704077	62,569	919,003	981,572	0,2181	3,0652	3,2833
32,22	11,790	0,0012841	4,5759695	4,5772537	76,525	912,257	988,783	0,2642	2,9873	3,2515
37,78	15,858	0,0012923	3,4491448	3,4504371	90,714	904,814	995,528	0,3102	2,9098	3,2201
43,33	21,098	0,0013004	2,6375813	2,6388817	105,135	897,371	1002,506	0,3563	2,8353	3,1916
48,89	27,579	0,0013091	2,0576256	2,0589347	120,022	889,462	1009,484	0,4028	2,7616	3,1644
54,44	35,922	0,0013172	1,6025257	1,6038430	135,141	881,089	1016,229	0,4497	2,6896	3,1393
60	46,746	0,0013260	1,2510563	1,2523823	150,725	872,483	1023,207	0,4966	2,6188	3,1154
65,56	59,640	0,0013360	0,9944774	0,9958134	166,076	863,411	1029,488	0,5422	2,5489	3,0911
71,11	75,842	0,0013453	0,7947079	0,7960533	181,661	854,340	1036,000	0,5878	2,4815	3,0693
76,67	94,458	0,0013553	0,6436323	0,6449876	198,408	844,338	1042,746	0,6360	2,4137	3,0497
82,22	117,211	0,0013653	0,5256434	0,5270087	215,388	834,104	1049,491	0,6841	2,3471	3,0312
87,78	144,790	0,0013753	0,4333749	0,4347502	232,367	823,869	1056,237	0,7314	2,2826	3,0141
93,33	177,885	0,0013853	0,3578371	0,3592223	250,045	813,170	1063,215	0,7800	2,2186	2,9986
98,89	215,806	0,0013953	0,2961582	0,2975535	267,955	802,005	1069,960	0,8281	2,1558	2,9839
104,4	261,311	0,0014059	0,2459037	0,2473096	286,796	790,142	1076,938	0,8784	2,0926	2,9710
110	315,090	0,0014171	0,2051383	0,2065554	305,636	778,047	1083,683	0,9274	2,0306	2,9580
115,6	373,006	0,0014308	0,1730503	0,1744812	325,175	765,487	1090,661	0,9780	1,9691	2,9471
121,1	443,333	0,0014458	0,1460190	0,1474648	344,946	752,461	1097,407	1,0283	1,9083	2,9366
126,7	522,623	0,0014633	0,1237322	0,1251955	365,415	738,738	1104,152	1,0794	1,8476	2,9270
132,2	612,254	0,0014808	0,1064397	0,1079205	385,651	725,479	1111,130	1,1296	1,7894	2,9190
137,8	710,160	0,0014995	0,0918315	0,0933310	406,352	711,989	1118,341	1,1807	1,7325	2,9132
143,3	834,266	0,0015182	0,0775980	0,0791162	427,286	698,033	1125,319	1,2309	1,6760	2,9069
148,9	972,161	0,0015370	0,0657366	0,0672736	448,453	684,077	1132,529	1,2807	1,6207	2,9015
154,4	1110,056	0,0015582	0,0571840	0,0587422	470,085	669,655	1139,740	1,3301	1,5659	2,8960
160	1254,846	0,0015801	0,0504418	0,0520218	494,508	652,210	1146,718	1,3867	1,5056	2,8922
165,6	1427,215	0,0016032	0,0440117	0,0456149	519,396	634,533	1153,929	1,4436	1,4461	2,8897
171,1	1620,268	0,0016281	0,0382059	0,0398340	544,749	616,390	1161,139	1,5001	1,3875	2,8876
176,7	1840,900	0,0016550	0,0329620	0,0346169	571,731	596,386	1168,117	1,5600	1,3260	2,8860
182,2	2068,427	0,0016843	0,0287169	0,0304012	600,806	574,522	1175,328	1,6228	1,2615	2,8843
187,8	2330,428	0,0017161	0,0249712	0,0266873	632,905	549,634	1182,538	1,6915	1,1907	2,8822
193,3	2599,323	0,0017524	0,0214128	0,0231651	666,864	522,652	1189,516	1,7601	1,1204	2,8805
198,9	2895,798	0,0017904	0,0184787	0,0202691	700,591	494,973	1195,564	1,8284	1,0484	2,8768
204,4	3212,957	0,0018366	0,0157943	0,0176309	733,155	464,502	1197,657	1,8970	0,9726	2,8696
210	3578,379	0,0018903	0,0133596	0,0152499	762,463	432,636	1195,099	1,9624	0,8956	2,8579
215,6	3964,485	0,0019559	0,0113619	0,0133178	790,375	399,607	1189,982	2,0172	0,8177	2,8349
221,1	4385,066	0,0020302	0,0092393	0,0112695	815,961	361,460	1177,421	2,0662	0,7314	2,7976
226,7	4833,225	0,0021219	0,0075538	0,0096757	836,895	321,918	1158,813	2,1076	0,6439	2,7516
232,2	5315,858	0,0022924	0,0061804	0,0084727	862,248	276,096	1138,344	2,1566	0,5464	2,7030
237,8	5853,649	0,0025215	0,0039954	0,0065169	906,442	208,410	1114,852	2,2408	0,4078	2,6486
243	6398,335	0,0036271	0,0000000	0,0036271	1081,590	0,000	1081,590	2,5787	0,0000	2,5787

Fonte: Tabela gerada no NETeF a partir de dados presentes no gráfico de Reid e Smith (1951).