

CARLOS EDUARDO BARBOSA JUNIOR

**MODELAGEM UNIDIMENSIONAL E SIMULAÇÃO DE UM MOTOR
COM IGNIÇÃO POR CENTELHA**

CONSULTA
FD-5304
Ed.rev.

SÃO PAULO

2009

OK

CARLOS EDUARDO BARBOSA JUNIOR

**MODELAGEM UNIDIMENSIONAL E SIMULAÇÃO DE UM MOTOR
COM IGNIÇÃO POR CENTELHA**

**Dissertação apresentada ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
da Escola Politécnica da USP para
obtenção do título de Mestre em
Engenharia**

**Área de Concentração:
Engenharia de Energia e Fluidos**

**Orientador:
Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara**

SÃO PAULO

2009

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço aos meus pais, Leila e Carlos Barbosa, por todo apoio e incentivo dado durante toda minha vida, os principais responsáveis pelas bases para a realização deste trabalho.

Ao meu irmão Paulo Barbosa que sempre foi referência de vida dentro e fora da engenharia.

Ao orientador deste trabalho, Prof. Dr. Jurandir Itizo Yanagihara, por todo suporte dado durante a realização deste trabalho.

À *General Motors Company*, representada pelo engenheiro Edson Luciano Duque, coordenador do grupo de Análise e Simulação da GM Powertrain LAAM, pela oportunidade de desenvolver um trabalho de pesquisa fundamentado e relacionado com os interesses da empresa em desenvolver profissionais e produtos no Brasil. Também aos engenheiros Henedino Gutierrez e Gerry Clark pela inesgotável fonte de informações e experiências compartilhadas a respeito do desenvolvimento de motores.

A todos os amigos e profissionais que colaboraram de forma direta ou indireta para a realização deste trabalho.

RESUMO

A constante demanda por redução de custos e prazos de desenvolvimento dos produtos na indústria automotiva fez com que métodos tradicionalmente empíricos dessem lugar a ferramentas mais rápidas e que demandassem menor necessidade de testes em bancada e laboratórios de motores. O GT-Power é uma ferramenta de simulação que incorpora modelos de CFD e de combustão, permitindo a simulação e criação de modelos de motores de forma rápida e objetiva. O presente trabalho tem como objetivo o estudo de uma metodologia de simulação numérica aplicada ao processo de desenvolvimento de um motor a combustão interna utilizando o software citado. Para isto o modelo de um motor real foi construído, com base em testes de bancada e testes em dinamômetro. Componentes como os pórticos do cabeçote, o coletor de admissão e o eixo-comando foram simulados e tiveram seus parâmetros construtivos otimizados objetivando o aumento da potência do torque de frenagem e a redução do consumo específico em carga plena. Os resultados obtidos com a metodologia aplicada resultaram em casos com ganhos no torque de frenagem de até 14% e em casos com ganhos na potência máxima de frenagem de até 6% sem a necessidade da incorporação de recursos complexos e caros ao motor como, por exemplo, VVT ou coletores de admissão com geometria variável.

ABSTRACT

The permanent demand for timing and cost reduction on development programs in the automotive industry resulted in a gradual substitution of traditional empirical development methods by faster tools that require less use of bench and laboratory tests. The GT-Power is a simulation tool that integrates CFD and combustion analytical models and delivers to the users easier and more objective ways of develop models and simulating engines. The present work is applied to the development of a numerical simulation methodology to be used in the development process of an internal combustion engine using the software GT-Power. With this purpose the model of a real engine was developed, based on dynamometer and bench tests. Components like cylinder-head ports, intake manifold and the camshaft profile were simulated and had their constructive parameters optimized aiming the improvement of brake power, brake torque and Break Specific Fuel Consumption (BSFC) in wide open throttle (WOT). The obtained results using the proposed methodology resulted in situations with gains in brake torque of 14% in some operating points and other conditions with gains of 6% in maximum brake power, without implementing expensive and complex features like variable valve timing (VVT) or variable geometry intake manifold.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

FIGURA 1 – PRESSÃO ABSOLUTA DO CILINDRO X (V/V_{MAX}) EM UM MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA	27
FIGURA 2 – EXEMPLO DE DISCRETIZAÇÃO UTILIZADA PELO GT-POWER (GAMMA, 2006).....	33
FIGURA 3 – PRESSÃO DE CILINDRO E PONTOS DE REFERÊNCIA PARA O MODELO DE WIEBE.....	42
FIGURA 4 - VÁLVULA BORBOLETA, DUTO DE LIGAÇÃO E FILTRO DO AR	44
FIGURA 5 - ELEMENTOS UTILIZADOS PARA DISCRETIZAR O SISTEMA DE INDUÇÃO DO MOTOR	44
FIGURA 6 - ELEMENTOS UTILIZADOS PARA DISCRETIZAR A VÁLVULA DO ACELERADOR.....	45
FIGURA 7 - COLETOR DE ADMISSÃO E VÁLVULA DO ACELERADOR	46
FIGURA 8 - ELEMENTOS UTILIZADOS PARA DISCRETIZAR O COLETOR, OS PÓRTICOS DE ADMISSÃO E OS BICOS INJETORES.....	46
FIGURA 9 - DISCRETIZAÇÃO DOS PÓRTICOS DE ADMISSÃO E EXAUSTÃO, CILINDROS E VIRABREQUIM	48
FIGURA 10 – VARIÁVEIS PARA CARACTERIZAÇÃO DA GEOMETRIA DO CILINDRO	49
FIGURA 11 - DISCRETIZAÇÃO DO COLETOR DE EXAUSTÃO COM CONVERSOR CATALÍTICO INTEGRADO	50
FIGURA 12 - DISCRETIZAÇÃO DO SISTEMA DE ESCAPE DO VEÍCULO	51
FIGURA 13 - DESENHO ESQUEMÁTICO DO ENSAIO PARA DETERMINAR O C_D DA VÁLVULA DO ACELERADOR.....	52
FIGURA 14 – ESQUEMA DA BANCADA DE FLUXO UTILIZADA NO ENSAIO	53
FIGURA 15 - DETALHE DA MONTAGEM EXPERIMENTAL DO CABEÇOTE E PARÂMETROS DO ENSAIO.....	54
FIGURA 16 - DETALHE DA MONTAGEM EXPERIMENTAL DO CABEÇOTE COM O COLETOR DE ADMISSÃO.....	54
FIGURA 17 - VAZÃO MÁSSICA PARA CADA POSIÇÃO DA VÁLVULA DE ADMISSÃO.....	56
FIGURA 18 - C_D PARA CADA POSIÇÃO DA VÁLVULA DE ADMISSÃO.....	56
FIGURA 19 - VAZÃO MÁSSICA PARA CADA POSIÇÃO DA VÁLVULA DE EXAUSTÃO	57
FIGURA 20 - C_D PARA CADA POSIÇÃO DA VÁLVULA DE EXAUSTÃO	58
FIGURA 21- TERMOPAR PARA MEDIR TEMPERATURA DO AR DE ADMISSÃO	59
FIGURA 22 – TERMOPAR PARA MEDIR TEMPERATURA DO AR DE ADMISSÃO NO PÓRTICO DE ADMISSÃO.....	59
FIGURA 23 - TEMPERATURA DO AR NO DUTO DE ADMISSÃO NO FILTRO DE AR E NOS PÓRTICOS DO CABEÇOTE.....	60
FIGURA 24 - LOCALIZAÇÃO DA TOMADA DE PRESSÃO DO COLETOR DE ADMISSÃO.....	61
FIGURA 25 - PRESSÕES BAROMÉTRICA E DO COLETOR DE ADMISSÃO	62

FIGURA 26 - VAZÃO MÁSSICA DE COMBUSTÍVEL.....	63
FIGURA 27 - VAZÃO MÁSSICA CALCULADA DO AR DE ADMISSÃO.....	64
FIGURA 28 - VELAS DE IGNIÇÃO COM TRANSDUTOR DE PRESSÃO INCORPORADO E TERMOPARES PARA MEDIR TEMPERATURA DO GÁS DE EXAUSTÃO	65
FIGURA 29 - TEMPERATURA DO GÁS DE EXAUSTÃO	65
FIGURA 30 - PRESSÃO DO PLENO DO COLETOR DE ESCAPE.....	66
FIGURA 31 - TEMPERATURA DO LÍQUIDO DE ARREFECIMENTO E DO ÓLEO DO CÁRTER	67
FIGURA 32 - TORQUE OBSERVADO MEDIDO EM DINAMÔMETRO	68
FIGURA 33 - POTÊNCIA OBSERVADA.....	69
FIGURA 34 - CONSUMO ESPECÍFICO.....	69
FIGURA 35 - VELAS COM SENSOR PIEZELÉTRICO DE PRESSÃO DE CILINDRO INTEGRADO	70
FIGURA 36 - PRESSÕES MÉDIAS EFETIVAS INDICADA E BRUTA	71
FIGURA 37 - PRESSÃO ESTÁTICA NO COLETOR DE ADMISSÃO (MAP).....	73
FIGURA 38 - TEMPERATURA DO AR NO PÓRTICO DE ADMISSÃO.....	74
FIGURA 39 - TEMPERATURA DO AR NO PÓRTICO DE EXAUSTÃO	75
FIGURA 40 - TEMPERATURA DO AR NO CONVERTOR CATALÍTICO	77
FIGURA 41 - VAZÃO MÁSSICA DE AR PELO SISTEMA DE INDUÇÃO (MAF).....	78
FIGURA 42 - EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA.....	79
FIGURA 43 - VAZÃO MÁSSICA DE COMBUSTÍVEL	80
FIGURA 44 - PRESSÃO ESTÁTICA NO COLETOR DE EXAUSTÃO.....	81
FIGURA 45 - DIAGRAMA DE BLOCOS DA METODOLOGIA PARA AJUSTAR CA50	82
FIGURA 46 - POSIÇÃO DO VIRABREQUIM DE MÁXIMA PRESSÃO DE CILINDRO	83
FIGURA 47 - IMEP 360.....	84
FIGURA 48 - IMEP720.....	85
FIGURA 49 - TORQUE DE FRENAGEM.....	86
FIGURA 50 - POTÊNCIA DE FRENAGEM	87
FIGURA 51 - BSFC	88
FIGURA 52 - RESULTADOS DA SIMULAÇÃO DE ESCOAMENTO NO PÓRTICO DE ADMISSÃO.....	91
FIGURA 53 - DIFERENÇA PERCENTUAL ENTRE VAZÕES SIMULADA E MEDIDA NA VÁLVULA NO PÓRTICO DE ADMISSÃO	92
FIGURA 54 - VAZÃO MÁSSICA NO PÓRTICO DE ADMISSÃO PROPOSTO COM CORREÇÃO APLICADA	93
FIGURA 55 - EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA COM PÓRTICOS E VÁLVULAS DE ADMISSÃO ATUALIZADOS	94
FIGURA 56 - VAZÃO VOLUMÉTRICA: SIMULAÇÃO VS. TESTE NO CONJUNTO PÓRTICO, VÁLVULA E COLETOR DE ADMISSÃO DO MOTOR BASE	96
FIGURA 57 - EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA COM COLETOR E CABEÇOTE PROPOSTOS.....	98
FIGURA 58 - TORQUE DE FRENAGEM COM COLETOR E CABEÇOTE PROPOSTOS	99
FIGURA 59 - POTÊNCIA DE FRENAGEM COM COLETOR E CABEÇOTE PROPOSTOS.....	100
FIGURA 60 - BSFC COM COLETOR E CABEÇOTE PROPOSTOS.....	101

FIGURA 61 - VARIÁVEIS UTILIZADAS PARA OTIMIZAÇÃO DO EIXO-COMANDO	102
FIGURA 62 - RESULTADOS DO OTIMIZADOR PARA A VARIÁVEL <i>MDUR</i>	103
FIGURA 63 - RESULTADOS DO OTIMIZADOR PARA A VARIÁVEL <i>CENTRO</i>	104
FIGURA 64 - SUPERFÍCIE ÓTIMA DE PARETTO PARA SELEÇÃO DO PERFIL DO EIXO COMANDO	106
FIGURA 65 - TORQUE DE FRENAGEM NA SIMULAÇÃO DO MOTOR OBJETIVO NOS CASOS 12 E 13	107
FIGURA 66 - TORQUE DE FRENAGEM NA SIMULAÇÃO DO MOTOR OBJETIVO NOS CASOS 6 E 7	108
FIGURA 67 - POTÊNCIA DE FRENAGEM NA SIMULAÇÃO DO MOTOR OBJETIVO NOS CASOS 6 E 7	109
FIGURA 68 - POTÊNCIA DE FRENAGEM NA SIMULAÇÃO DO MOTOR OBJETIVO NOS CASOS 12 E 13	110
FIGURA 69 - BSFC NA SIMULAÇÃO DO MOTOR OBJETIVO NOS CASOS 6 E 7.....	111
FIGURA 70 - BSFC NA SIMULAÇÃO DO MOTOR OBJETIVO NOS CASOS 12 E 13.....	112
FIGURA 71 - ESPECIFICAÇÕES DO TRANSDUTOR DE PRESSÃO BAROMÉTRICA (SETRA, 1998) ..	124
FIGURA 72 - ESPECIFICAÇÕES DA CÉLULA DE CARGA UTILIZADA NO DINAMÔMETRO (HMB, 2006).....	125

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - CARACTERÍSTICAS DO MOTOR BASE UTILIZADO	43
TABELA 2 - VARIÁVEIS DE OTIMIZAÇÃO DO EIXO COMANDO	103
TABELA 3 - CASOS DA OTIMIZAÇÃO DO EIXO COMANDO.....	105
TABELA 4 - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO SENSOR DE PRESSÃO DE CILINDRO (AVL, 2006) ..	122

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BMEP	Brake Mean Effective Pressure
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
DOE	<i>Design of Experiments</i>
FMEP	<i>Friction Mean Effective Pressure</i>
IMEP ₃₆₀	<i>Indicated Mean Effective Pressure (Gross)</i>
IMEP ₇₂₀	<i>Indicated Mean Effective Pressure (Liquid)</i>
PMEP	<i>Pumping Mean Effective Pressure</i>
PMS	Ponto morto superior
PMI	Ponto morto inferior
VVT	<i>Variable Valve Timing</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área [m ²]
A_s	Área Superficial [m ²]
A_e	Área Efetiva [m ²]
A_p	Área de menor seção transversal do conduto [m ²]
A_p	Área da cabeça do pistão [m ²]
A_{ST}	Área da seção transversal [m ²]
AA	Ângulo de ancoragem da combustão [graus]
B_D	Duração da combustão em ângulo de virabrequim [graus]
c	Velocidade do som [m/s]
C_d	Coefficiente de descarga
C_f	Coefficiente de perda de carga devida ao atrito
C_p	Calor específico à pressão constante
CE	Fração de combustível queimado
D	Diâmetro [m]
e	Energia específica [N.m/kg]
E	Energia total [N.m]
h	Coefficiente de troca de calor [m ² K/W]
h_r	Profundidade da rugosidade [m]
H	Entalpia total [kJ/kg]
k	Coefficiente politrópico
L	Comprimento [m]
m	Massa [kg]
\dot{m}_a	Vazão mássica de ar [kg/s]
\dot{m}_{comb}	Vazão mássica de combustível [kg/s]
n	Número de revoluções do virabrequim para cada ciclo de potência
p	Pressão [Pa]
P	Potência [kW]
Pr	Número de Prandtl
Q	Energia térmica [J]

\dot{Q}	Taxa de liberação de calor [W]
R	Constante do gás
Re	Número de Reynolds
\bar{S}_p	Velocidade média do pistão [m/s]
T	Temperatura [K]
u	Energia interna [J]
U	Velocidade do escoamento nas fronteiras dos volumes discretizados [m/s]
U_{eff}	Velocidade efetiva fora da camada limite [m/s]
V	Volume [m ³]
V_T	Volume total de todos os cilindros do motor [l]
V_D	Volume total de um cilindro do motor [l]
w	Expoente de Wiebe
W	Trabalho Total [N.m]
η_v	Eficiência volumétrica
μ	Viscosidade cinemática [kg/(m.s)]
λ	Relação Ar/Combustível relativa
ζ_f	Coefficiente de resistência ao escoamento
ρ	Massa específica [kg/m ³]
σ	Multiplicador do passo de integração do tempo
θ	Ângulo de virabrequim [graus]
τ	Torque [N.m]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	17
1.1. JUSTIFICATIVA DO TRABALHO	17
1.2. OBJETIVO DO TRABALHO.....	18
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1. CFD UNIDIMENSIONAL APLICADO A SISTEMAS DE INDUÇÃO	19
2.2. GT-POWER APLICADO A ESTUDOS DE OTIMIZAÇÃO	22
2.3. GT-POWER APLICADO À ADEQUAÇÃO DO MOTOR A NOVOS PROGRAMAS DE EMISSÃO	23
2.4. TRABALHOS REALIZADOS NO BRASIL.....	24
3. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	26
3.1. CARACTERÍSTICAS DO MOTOR DE IGNIÇÃO POR CENTELHA	26
3.1.1. <i>Pressão média efetiva</i>	26
3.1.2. <i>Consumo específico</i>	28
3.1.3. <i>Eficiência volumétrica</i>	29
3.2. COMBINAÇÃO ENTRE OS EFEITOS QUASE-ESTÁTICOS E DINÂMICOS DO ESCOAMENTO	29
3.2.1. <i>Perdas por atrito</i>	29
3.2.2. <i>Efeito Ram</i>	30
3.2.3. <i>Escoamento reverso na admissão</i>	31
3.2.4. <i>Tuning</i>	31
3.3. FERRAMENTA COMPUTACIONAL GT-POWER.....	32
3.3.1. <i>Equações do modelo de Mecânica dos Fluidos do GT-Power</i>	32
3.3.2. <i>Componentes do sistema</i>	36
3.3.3. <i>Discretização do tempo pelo GT-Power</i>	39
3.4. EQUAÇÕES DO MODELO DE COMBUSTÃO DO GT-POWER	40
3.5. FERRAMENTA DE OTIMIZAÇÃO	42
4. DESENVOLVIMENTO DO MODELO	43
4.1. CARACTERIZAÇÃO DO MOTOR-BASE UTILIZADO.....	43
4.2. REPRESENTAÇÃO DOS COMPONENTES DO MOTOR NO GT-POWER	44
4.2.1. <i>Sistema de indução</i>	44
4.2.2. <i>Válvula do acelerador</i>	45
4.2.3. <i>Coletor, pórnicos e injetores de combustível da admissão</i>	46
4.2.4. <i>Cabeçote e bloco do motor</i>	47
4.2.5. <i>Coletor de exaustão com conversor catalítico</i>	50
4.2.6. <i>Sistema de exaustão</i>	50

4.3.	ENSAIOS PARA CARACTERIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE ADMISSÃO E ESCAPE	51
4.3.1.	<i>Coeficiente de descarga na válvula do acelerador</i>	51
4.3.2.	<i>Perda de carga no coletor, pórticos do cabeçote e válvulas de admissão</i>	53
4.3.3.	<i>Perda de carga nos pórticos, válvulas e coletor de escape</i>	57
4.4.	ENSAIOS EM DINAMÔMETRO COM ANALISADOR DE COMBUSTÃO	58
4.4.1.	<i>Instrumentação das variáveis termodinâmicas</i>	59
➤	<i>Temperatura do ar de admissão</i>	59
➤	<i>Pressão ambiente e do coletor de admissão</i>	60
➤	<i>Vazão de combustível</i>	62
➤	<i>Vazão de ar</i>	63
➤	<i>Temperatura do gás de exaustão</i>	64
➤	<i>Pressão do coletor de exaustão</i>	66
➤	<i>Temperatura do líquido de arrefecimento e de óleo do cárter</i>	66
4.4.2.	<i>Instrumentação de torque, potência e consumo específico</i>	67
➤	<i>Torque observado</i>	67
➤	<i>Potência observada</i>	68
➤	<i>Consumo específico</i>	69
4.4.3.	<i>Instrumentação das variáveis derivadas da pressão de cilindro</i>	70
➤	<i>Pressões médias efetivas indicada e bruta</i>	70
➤	<i>Pressão média efetiva de atrito</i>	71
5.	VALIDAÇÃO DO MODELO DO MOTOR EM GT-POWER	72
5.1.	PRESSÃO ESTÁTICA NO COLETOR DE ADMISSÃO (MAP)	72
5.2.	TEMPERATURA DO AR NO PÓRTICO DE ADMISSÃO	74
5.3.	TEMPERATURA DO AR NO PÓRTICO DE EXAUSTÃO	75
5.4.	TEMPERATURA DO AR NO PLENO CONVERSOR CATALÍTICO	76
5.5.	VAZÃO MÁSSICA DE AR PELO SISTEMA DE INDUÇÃO (MAF).....	77
5.6.	EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA	78
5.7.	VAZÃO MÁSSICA DE COMBUSTÍVEL.....	79
5.8.	PRESSÃO ESTÁTICA NO COLETOR DE EXAUSTÃO.....	80
5.9.	POSIÇÃO DO PONTO DE MÁXIMA PRESSÃO DE CILINDRO (LPP).....	81
5.10.	IMEP 360 E 720	83
5.11.	TORQUE DE FRENAGEM.....	85
5.12.	POTÊNCIA DE FRENAGEM.....	86
5.13.	BSFC	87
5.14.	CONCLUSÕES SOBRE A CORRELAÇÃO DO MODELO.....	88
6.	IMPLEMENTANDO ALTERAÇÕES NO MOTOR	89
6.1.	AUMENTO NO DIÂMETRO DA VÁLVULA E DO PÓRTICO DE ADMISSÃO;	89
6.1.1.	<i>Simulação do cabeçote do motor base em Fluent</i>	90

6.1.2.	<i>Simulações em Fluent do novo cabeçote.....</i>	92
6.1.3.	<i>Aplicação dos resultados das simulações em Fluent no GT-Power</i>	93
6.2.	ALTERAÇÃO DO COLETOR DE ADMISSÃO	95
6.2.1.	<i>Eficiência Volumétrica.....</i>	97
6.2.2.	<i>Torque e Potência de frenagem</i>	98
6.2.3.	<i>BSFC.....</i>	101
6.3.	OTIMIZAÇÃO DO PERFIL DO EIXO COMANDO.....	102
6.3.1.	<i>Seleção dos dados da otimização.....</i>	105
6.3.2.	<i>Torque e potência de frenagem.....</i>	106
6.3.3.	<i>BSFC.....</i>	110
7.	CONCLUSÕES E CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	113
7.1.	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS POSTERIORES	115
7.1.1.	<i>Análise de coletores com acoplamento entre o GT-Power e um software de CFD 3-D</i>	115
7.1.2.	<i>Implementação de recursos complexos no motor</i>	115
7.1.3.	<i>Desenvolvimento de modelo preditivo de combustão e verificação de impacto da implementação dos recursos em cargas parciais</i>	116
	REFERÊNCIAS	117
	ANEXO 1 – MAPA DO MODELO DO MOTOR BASE NO GT-POWER.....	121
	ANEXO 2 – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO TRANSDUTOR DE PRESSÃO DE CILINDRO	122
	ANEXO 3 – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO ANALISADOR DA RAZAO AR / COMBUSTIVEL.....	123
	ANEXO 4 – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO MEDIDOR DE PRESSÃO BAROMÉTRICA ..	124
	ANEXO 5 – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DA CÉLULA DE CARGA.....	125

1. Introdução

1.1. Justificativa do trabalho

Programas de desenvolvimento de motores a combustão interna para aplicação automotiva estão sujeitos a contínuas pressões para a redução de seus prazos e custos. Estes podem ser justificadas pela constante evolução tecnológica das ferramentas e métodos de projeto, dos processos de manufatura, da evolução dos métodos numéricos de análise e da própria evolução e maturação do mercado mundial.

As ferramentas baseadas em métodos numéricos de simulação surgiram como uma ferramenta da indústria para efetivar atingir tais objetivos, como um complemento e, em alguns casos, uma alternativa ao desenvolvimento por métodos empíricos em laboratórios de motores. Estas características permitiram a redução do ciclo de desenvolvimento e a redução do número de protótipos fabricados durante o período de desenvolvimento e validação. Além disto, tais ferramentas permitiram a otimização de componentes e sistemas utilizando métodos numéricos no lugar da construção de inúmeros protótipos que consumiriam horas de experimentos em laboratórios.

Estas ferramentas também mostram bom desempenho em atividades onde os métodos tradicionais de desenvolvimento e experimentos deixam a desejar. São exemplos disto provas de conceitos físicos que envolvam grandezas que não podem ser medidas diretamente, processos de validação e estudos de sensibilidade em parâmetros de componentes e sistemas de motores. Além disto, tais ferramentas permitiram a verificação dos efeitos de componentes projetados que ainda não foram fabricados fisicamente, análises de problemas em que causas não são detectadas em experimentos e simulações de condições ambientais não usuais, como em diversas condições de pressão barométrica, temperatura ou composições diferentes do padrão no ar de admissão.

1.2. Objetivo do trabalho

A presente dissertação tem como objetivo compor o modelo computacional de um motor atualmente em produção para avaliar o impacto de alterações de determinadas características construtivas de componentes e também para executar rotinas de otimização em parâmetros construtivos e ajustes de componentes.

O modelo computacional será executado utilizando o código comercial GT-Power. Tal modelo seguirá as etapas mostradas nos itens abaixo até a validação final, o que permitirá o uso do modelo nas atividades propostas.

- Realização de testes em bancadas, com escoamento em regime permanente, para a caracterização das restrições ao escoamento de componentes dos sistemas de indução e escape do motor;
- Realização de testes de carga plena em laboratório de motor, obedecendo aos requisitos da norma SAE J1394 (2004).
- Validação do modelo em GT-Power utilizando os dados extraídos pelos testes e ensaios citados nos dois itens anteriores.

A validação do modelo é fundamental para garantir que o modelo virtual represente de forma adequada o motor real. Após a validação do modelo serão executados os seguintes estudos:

- Redimensionamento dos pórticos e das válvulas de admissão para aumentar a capacidade de vazão do sistema de admissão do motor;
- Substituição do coletor de admissão por um existente para avaliar a possibilidade do uso comum do componente proveniente de outro motor;
- Estudo da geometria do perfil do eixo-comando do motor para adequar os eventos de válvulas às características de tuning¹ desejadas para o motor.

¹ *Tuning*, ou sintonização, é o fenômeno caracterizado pelo dimensionamento dos componentes do sistema de indução e exaustão que provocam reflexão de ondas de pressão de forma a utilizá-las a favor do aumento da eficiência volumétrica do motor.

2. Revisão bibliográfica

A quantidade de simplificações e hipóteses envolvidas em uma análise que utiliza códigos CFD unidimensional faz com que as técnicas envolvidas na construção de modelos e no desenvolvimento dos componentes deste modelo sejam peça fundamental para a boa qualidade das previsões e otimizações executadas. Por este motivo a pesquisa foi direcionada neste sentido.

Este tipo de código mostra ainda um grande potencial de crescimento do nível de complexidade das análises, considerando a evolução dos estudos comparando os executados no início desta década com os trabalhos publicados nos últimos anos. Evolução perfeitamente justificável pela própria evolução tecnológica dos motores recentes e pelo constante aumento da capacidade de processamento dos computadores. Tais fatores permitem análises complexas como a definição de ajustes e mapas de operação de sistemas dinâmicos de ajuste dos eventos de válvulas (VVT), permitindo a definição destes parâmetros em função de estratégias que priorizem certas características de operação do motor, como economia de combustível ou maximização da potência e/ou torque.

Os subitens a seguir mostram estudos que forneceram a base para o desenvolvimento das técnicas de simulação bem como o estado da arte da aplicação ao desenvolvimento de motores.

2.1. CFD unidimensional aplicado a sistemas de indução

Apesar da limitação do CFD unidimensional em representar escoamentos complexos, esta ferramenta é comumente utilizada pela indústria dos fabricantes de automóveis e pelos fornecedores de autopeças para o estudo de características dos componentes do sistema de admissão do motor. Nela são executadas tanto análises das características operacionais do motor, como previsões de potência, torque e consumo de combustível e análises de ruído e vibração induzidos pelo escoamento.

Vítek e Polásek (2002) conduziram um estudo onde avaliaram a influência do comprimento dos dutos do coletor de admissão na curva de torque de um motor com ignição por centelha por meio de simulações no software comercial de CFD-1D, o GT-Power, e ensaios em dinamômetro. Foi utilizado um coletor de admissão de dutos com comprimento variável, onde o comprimento total do caminho percorrido pelo gás (do início dos dutos do coletor até as válvulas de admissão) pôde ser ajustado de 500 mm a 2000 mm.

Os autores relatam dificuldades na correlação do modelo com o motor real, sobretudo em representar no modelo de escoamento unidimensional o escoamento real no coletor de admissão, onde a geometria complexa deste componente faz com que as características desses escoamentos sejam ao menos bidimensionais. O comprimento dos dutos do coletor de admissão no modelo virtual teve que ser reduzido em 30 mm (em todos os casos) para obter correlação do modelo.

Os autores compararam os resultados obtidos nas simulações com resultados de medições, concluindo que o software é eficiente em representar os fenômenos de propagação de ondas de pressão pelo sistema de indução, porém cita algumas ressalvas com relação ao resultado ser aceitável de forma qualitativa, e não quantitativa. Tal fato é atribuído à falta de alguns dados experimentais necessários à devida calibração do modelo virtual.

Jiang; Lu e Wen (2007) executam um estudo paramétrico partindo de um modelo virtual de motor já correlacionado com dados experimentais. O estudo conduz duas alterações no coletor de admissão, que são avaliadas com base nas curvas de eficiência volumétrica, torque e consumo específico para cada rotação do motor, em carga máxima.

Na primeira proposta o comprimento dos dutos do coletor de admissão é alterado em um intervalo de 200 mm, o que resulta não só na alteração do torque máximo, com aumento até 8,7 % em algumas situações, mas também no deslocamento do pico do torque e da eficiência volumétrica. O efeito deste parâmetro no consumo específico foi considerado desprezível pelos autores.

A segunda proposta adicionou um volume com o objetivo de mudar a frequência de pulsação nos dutos do coletor de admissão, visando obter efeitos de *tuning* e de

Ram² em situações convenientes à operação do motor. A adição deste volume aumentou a eficiência volumétrica e, conseqüentemente, o torque em uma rotação específica. No caso simulado, o ganho de torque foi de 4,1 % a 3500 rpm.

Taylor et al. (2006) executaram um procedimento de otimização da geometria do eixo-comando de um motor utilizado como propulsor de um carro de competição para a Fórmula SAE. A motivação do estudo foi o fato do motor em questão utilizar um orifício para restrição da vazão do ar de admissão, instalado antes da válvula do acelerador. Por se tratar de um motor comercial, o perfil de comando de válvulas foi projetado sem considerar tal restrição, por isso, o motor instalado no Fórmula SAE com o orifício funcionaria sempre em cargas parciais, em condições não otimizadas de tempo, duração e curso de abertura das válvulas.

O trabalho consistiu na construção e correlação de um modelo virtual em um simulador de motores que utiliza CFD 1-D. Neste modelo foi implementada uma rotina de otimização dos parâmetros operacionais do motor com o objetivo de maximizar o torque em carga máxima. Após obter os parâmetros geométricos, um eixo-comando foi construído e instalado no motor para verificar os resultados da simulação no motor real instalado em um dinamômetro.

Os resultados mostraram um ganho de quase 5 Nm na maioria das rotações do motor operando em carga máxima, obtendo um pico de torque de 54 Nm, 3.8 % maior em relação ao motor original. Os autores mostram também por meio de simulações que no motor original havia escoamento reverso pela válvula de admissão durante o cruzamento das válvulas, fenômeno que foi eliminado com o eixo-comando otimizado.

² O Efeito Ram é definido como o aumento de pressão, seja no cilindro ou na região próxima à válvula, associado à rápida desaceleração do ar no coletor de admissão. A maior velocidade do ar na admissão ocorre próximo ao momento de máxima velocidade do pistão, cerca de 90° após o ponto morto superior. Como o pistão desacelera à medida em que se aproxima do ponto morto inferior, as altas velocidades de escoamento tendem a permanecer devido à inércia dos gases nos dutos do coletor de admissão. O escoamento na fase de admissão irá persistir até que o aumento da pressão no cilindro faça com que o escoamento cesse ou a válvula feche.

2.2. GT-Power aplicado a estudos de otimização

Ahmadi (2007) aplicou uma metodologia de otimização por algoritmos genéticos, desenvolvida por Holland (1975), no estudo de parâmetros dos sistemas de admissão e escape do veículo. O estudo executou duas rotinas de otimização, a primeira tinha como objetivo maximizar a eficiência volumétrica em 3000 rpm e 6000 rpm simultaneamente, enquanto que a segunda tinha como objetivo otimizar o *timing* de operação das válvulas em todas as rotações para maximizar a eficiência volumétrica.

Os parâmetros otimizados na análise foram os seguintes:

- Comprimento do duto antes do filtro de ar;
- Comprimento do duto entre o filtro de ar e a válvula do acelerador;
- Volume do pleno do coletor de admissão;
- Comprimento dos dutos do coletor de admissão;
- Diâmetro dos dutos do coletor de admissão;
- Ângulo de virabrequim de abertura da válvula de admissão;
- Ângulo de virabrequim de abertura da válvula de exaustão;
- Comprimento dos dutos do coletor de exaustão;
- Diâmetro dos dutos do coletor de exaustão.

O GT-Power foi utilizado para executar cada uma das iterações do processo de otimização, utilizando para isto um modelo de motor validado com dados experimentais, enquanto a rotina de otimização e verificação dos resultados foi implementada em Visual Basic.

Os resultados da primeira rotina de otimização formaram um grupo de soluções ótimas; desta forma, a decisão sobre a solução adotada poderia ser escolhida considerando também outras restrições e requisitos para os parâmetros otimizados. A segunda rotina de otimização forneceu um mapa de eventos ótimos de válvulas considerando os parâmetros já otimizados no primeiro procedimento. Estes resultados poderão ser utilizados para próximos estágios de desenvolvimento de sistemas de VVT.

Ioannou, et al. (2005) utilizaram uma metodologia de seleção de valores de variáveis para gerar dimensões aproximadas de projeto para os sistemas de indução e exaustão de um motor com ignição por centelha. A superfície de resposta foi verificada comparando com uma otimização fatorial executada no próprio GT-Power, que precisa de um número maior de casos rodados e, conseqüentemente, maior tempo de processamento.

O resultado desta comparação foi considerado bom, mostrando coerência entre as superfícies de respostas e os mapas gerados pelo GT-Power. Além disso, os resultados também se mostraram coerentes quando foram comparados com dados de estudos anteriores de outros motores otimizados.

2.3. GT-Power aplicado à adequação do motor a novos programas de emissão

A adequação de motores a novos programas de emissões requer melhor aproveitamento da eficiência térmica e da eficiência volumétrica do motor para compensar as restrições impostas pela regulamentação sem compromisso do desempenho.

Steeple (2002) conduziu um estudo de adequação de um motor disponível no mercado ao programa Euro IV visando obtenção de alto desempenho. Para isto, os autores alteraram algumas características do motor. As principais alterações que envolveram o uso do GT-Power foram:

- Implementação de comando de válvulas com tempo variável, que aumentou a eficiência volumétrica do motor em todas as regiões de operação do motor;
- Aumento da capacidade de escoamento e adequação das características da turbulência induzida dos pórticos de admissão;
- Implementação de coletor de admissão com comprimento de dutos variáveis para obter efeitos de *tuning* em diversas regiões de operação do motor;
- Intensificação dos efeitos de *tuning* no coletor de exaustão para minimizar os gases residuais na câmara de combustão;
- Otimização dos parâmetros geométricos dos coletores de admissão e escape;

O resultado foi a obtenção de um motor com alta potência específica, com torque satisfatório em rotações intermediárias, que atende às futuras legislações de emissões.

2.4. Trabalhos realizados no Brasil

Duarte, Pinheiro e Koury (1996) desenvolveram um código para simulação de motores que utiliza as equações de energia e de estado dos gases ideais e o modelo de combustão de Wiebe na composição do modelo. O autor relata estudos com o objetivo de avaliar a influência na operação do motor de parâmetros como a influencia da razão de compressão, o avanço da ignição e a abertura antecipada da válvula de admissão.

Barros (2003) propõe outro código que modela a operação de motores de combustão interna. Neste trabalho o autor fez a comparação dos resultados obtidos na modelagem de um motor mono-cilindro com dados experimentais, utilizando gasolina pura e uma mistura de gasolina e etanol. Os resultados obtidos apresentaram incerteza inferior a 4%.

Brambila (2006) apresenta um estudo experimental e simulação termodinâmica (zero dimensional) do desempenho de um motor a combustão interna de ignição a compressão comparando o uso do óleo Diesel com o etanol hidratado. O autor propõe o uso do etanol como alternativa energética aos motores de ignição por compressão, e mostrando evidencias da viabilidade da proposta e as dificuldades do uso do etanol hidratado como combustível neste tipo de motor.

Sodré, Costa e Silva (2008) apresentaram um estudo paramétrico experimental caracterizando os efeitos do conduto de admissão no torque e na pressão média efetiva de um motor. O estudo mostra que o uso do conduto de admissão com comprimentos menores prioriza o aumento do torque na região de alta rotação, enquanto que o uso do conduto de admissão com comprimentos maiores prioriza o aumento do torque na região de baixa rotação.

Hanriot, Valle e Rodriguez (2006) avaliaram os efeitos na flutuação da pressão e na vazão de ar quando o comprimento dos dutos do coletor de admissão são alterados em diversas velocidades de operação de um motor a combustão interna

alternativo de quatro tempos. Foi levantada experimentalmente a resposta dinâmica das pressões no pórtilco de admissão e observadas as frequências ótimas de resposta, avaliando as situações em que ocorrida aumento da quantidade de ar admitida para tubos com comprimentos de 500, 1000, 1500 e 2000 mm.

3. Fundamentos Teóricos

3.1. Características do motor de ignição por centelha

A indústria de veículos automotivos utiliza comercialmente dois tipos de motores na maioria absoluta dos seus produtos; são eles os motores de ignição por centelha e os motores de ignição por compressão.

No motor de ignição por compressão, o aumento da pressão e da temperatura causado pelo movimento do pistão promove a ignição da mistura de ar e combustível dentro do cilindro, enquanto no motor de ignição por centelha uma fonte de energia externa, como uma vela de ignição, inicia a combustão dentro do cilindro. O presente trabalho tem como foco apenas os motores de ignição por centelha.

3.1.1. Pressão média efetiva

A Figura 1 mostra um diagrama, com escala logarítmica, da pressão pela razão entre volume instantâneo e o volume máximo do cilindro, em um ciclo de operação do motor utilizado no estudo. Nele é possível identificar as quatro fases de operação: exaustão, admissão, compressão e expansão, além de outras características abordadas neste item.

O trabalho indicado produzido pelo motor em um ciclo pode ser calculado pela integral da pressão pela variação do volume do cilindro em um ciclo, como mostra a eq. (1), ou seja, em duas revoluções efetuadas pelo eixo do virabrequim que correspondem a 720 graus.

$$W = \oint p dV \quad (1)$$

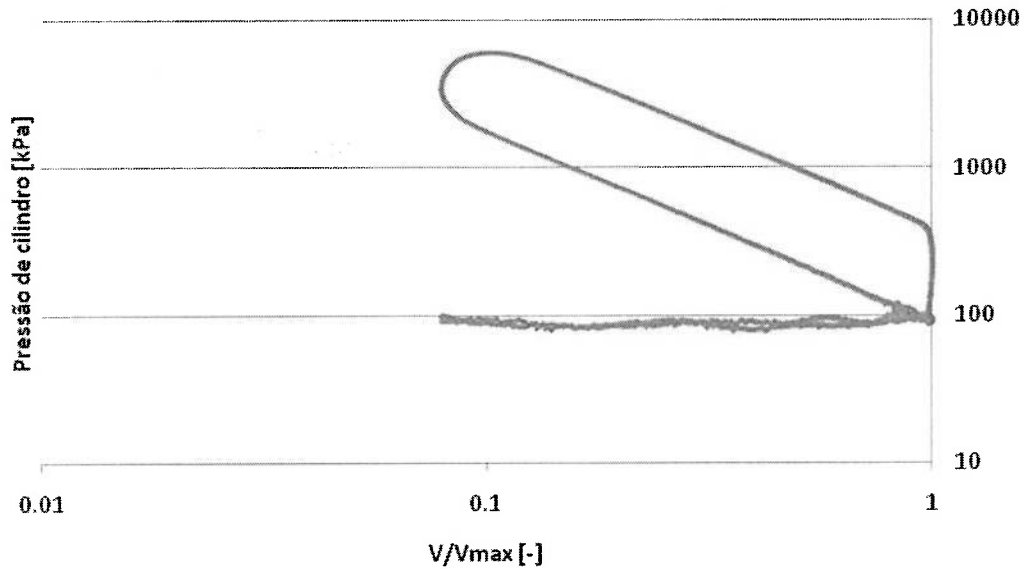


Figura 1 – Pressão absoluta do cilindro x (V/V_{\max}) em um motor de ignição por centelha

O trabalho indicado pode ser definido de duas formas. O *trabalho indicado bruto* é definido pelo trabalho gerado durante os quatro tempos de operação do motor, ou seja, pelos 720 graus de revolução do virabrequim que incluem os processos de compressão, expansão, admissão e escape. Já o trabalho indicado líquido é definido pelo trabalho fornecido nos 360 graus de revolução do virabrequim que incluem os processos de compressão e expansão.

Para permitir a comparação direta entre motores com deslocamentos volumétricos diferentes a pressão média efetiva é definida como a relação entre o trabalho e o deslocamento volumétrico do motor. Assim, pode-se considerar a eq. (2) para definir a pressão média efetiva bruta (ou $IMEP_{720}$) e a eq. (3) para definir a pressão média efetiva líquida (ou $IMEP_{360}$).

$$IMEP_{720} = \frac{W_{720}}{V_D} = \frac{1}{V_D} \int_0^{720} p dV \quad (2)$$

$$IMEP_{360} = \frac{W_{360}}{V_D} = \frac{1}{V_D} \int_{-180}^{180} p dV \quad (3)$$

As perdas devidas à energia de bombeamento dos fluidos são definidas pela pressão média de bombeamento, ou $PMEP$, que pode ser obtido pela subtração do $IMEP_{360}$ pelo $IMEP_{720}$, como mostrado na eq. (4).

$$PMEP = IMEP_{360} - IMEP_{720} \quad (4)$$

O torque efetivamente transferido ao eixo do motor é definido pela pressão média efetiva de frenagem, ou *BMEP*. Este é o torque medido pelo dinamômetro, e é definido pela eq. (5) (HEYWOOD, 1988).

$$BMEP = \frac{n \cdot \pi \cdot \tau_{din}}{V_D} \quad (5)$$

A variável *n* na eq. (5) assume o valor 1 para motores de dois tempos e o valor 2 para motores de quatro tempos.

A energia gasta pelo motor com atrito entre os componentes móveis e com o acionamento de acessórios, como bombas hidráulicas e o compressor do ar condicionado, pode ser definida como a diferença entre o *IMEP*₇₂₀ e o *BMEP*, como mostra a eq. (6).

$$FMPEP = IMEP_{720} - BMEP \quad (6)$$

3.1.2. Consumo específico

O consumo específico é definido por Heywood (1988) como a relação entre a vazão mássica de combustível por unidade de tempo e a potência disponibilizada pelo eixo do motor, como mostrado na eq. (7), com o objetivo de medir a eficiência com que um motor utiliza o combustível para produzir trabalho.

$$BSFC = \frac{m_{comb}^*}{P} \quad (7)$$

3.1.3. Eficiência volumétrica

Heywood (1988) define eficiência volumétrica como a eficiência do processo de indução de ar em um motor fazendo a relação entre a vazão volumétrica de ar que passa pelo sistema de indução e a taxa com que o volume do cilindro é alterado pelo deslocamento do pistão, conforme a eq. (8). Nesta equação a variável n assume o valor 1 para motores de dois tempos e o valor 2 para motores de quatro tempos.

$$\eta_v = \frac{n \cdot \dot{m}_a}{\rho_{ar} V_d N} \quad (8)$$

3.2. Combinação entre os efeitos quase-estáticos e dinâmicos do escoamento

O escoamento transiente que percorre um sistema de tubos, câmaras, pórticos e válvulas gera forças inerciais, de pressão e de atrito. Estas forças aparecem tanto com o aumento da velocidade do escoamento do fluido e também com o tamanho e a forma destes elementos, ou da junção entre eles (HEYWOOD, 1988).

Os efeitos de cada uma destas forças serão discutidos nos próximos capítulos de forma a caracterizar a influência de cada um deles sobre a eficiência volumétrica do motor.

3.2.1. Perdas por atrito

As perdas de carga ao longo de todo o sistema de indução fazem com que a pressão do cilindro seja menor que a atmosférica durante a admissão em uma relação quadrática com a velocidade do escoamento. Heywood (1988) apresenta a

equação que define a perda de carga em função da velocidade do pistão e das áreas do pistão e da menor seção do escoamento, assumindo que o escoamento é quase-estático, conforme a eq. (9).

$$p_{atm} - p_{cil} = \rho \bar{S}_p^2 \sum \zeta_f \left(\frac{A_p}{A_j} \right)^2 \quad (9)$$

Esta equação mostra a importância do sistema de admissão ser projetado com condutos com diâmetros grandes, com o intuito de minimizar as perdas de carga pelo atrito do escoamento. As mesmas considerações podem ser feitas para o sistema de exaustão do motor, porém, neste as perdas de cargas causadas pelo atrito resultarão em pressões no cilindro e no coletor de exaustão, na fase de exaustão dos gases, maiores que a atmosférica.

3.2.2. Efeito Ram

O Efeito Ram é definido por Heywood (1988) como o aumento de pressão, seja no cilindro ou na região próxima à válvula, associado à rápida desaceleração do ar no coletor de admissão. A maior velocidade do ar na admissão ocorre próximo ao momento de máxima velocidade do pistão, cerca de 90° após o ponto morto superior. Como o pistão desacelera à medida em que se aproxima do ponto morto inferior, as altas velocidades de escoamento tendem a permanecer devido à inércia dos gases nos dutos do coletor de admissão. O escoamento na fase de admissão irá persistir até que o aumento da pressão no cilindro faça com que o escoamento cesse ou a válvula feche.

O Efeito Ram pode ser usado como artifício para aumentar a eficiência volumétrica do motor. A inércia dos gases induzirá o escoamento dos gases para dentro do cilindro após o pistão passar pelo PMI, por isso, Heywood (1988) indica que a válvula seja fechada cerca de 40° a 60° após o PMI. Este efeito é mais pronunciado quando o motor opera em rotações mais altas.

3.2.3. Escoamento reverso na admissão

Devido ao fato da válvula de admissão fechar momentos depois de iniciada a fase de compressão do motor, pode ocorrer escoamento reverso do gás admitido no cilindro para o pórtilo e para o coletor de admissão. Este fenômeno é mais intenso e freqüente em rotações baixas, quando a velocidade dos gases e as forças inerciais do escoamento são menores.

3.2.4. Tuning

O fenômeno descrito conhecido na literatura inglesa como *tuning*, ou ajuste em português, pode ser considerado como o posicionamento dos elementos do sistema de indução e exaustão que provocam reflexão de ondas de pressão de forma a utilizá-las a favor do aumento da eficiência volumétrica do motor.

Pulsos de pressão, gerados durante a operação de cada uma das válvulas de exaustão, são propagados com a velocidade do som. Estes pulsos podem ser refletidos nas restrições ao escoamento causadas pelos elementos do sistema de exaustão do veículo.

A reflexão destes pulsos é utilizada para gerar depressões no pórtilo no momento em que a válvula de exaustão é aberta, propiciando assim o aumento da quantidade de gás queimado que escoar de dentro do cilindro para o pórtilo de exaustão em cada ciclo do motor, e também a diminuição da pressão de cilindro ao fim da fase de exaustão.

O mesmo fenômeno pode ocorrer no sistema de indução do veículo, quando os pulsos de pressão gerados pela operação da válvula de admissão são refletidos pelo coletor de volta aos pórticos de admissão. Este fenômeno pode gerar uma onda de pressão positiva, que aumenta instantaneamente a pressão no pórtilo durante a fase de admissão e que resulta no aumento da eficiência volumétrica em rotações específicas do motor.

3.3. Ferramenta computacional GT-Power

O GT-Power é parte do GT-Suite, um pacote de softwares comerciais desenvolvidos para serem utilizados em desenvolvimentos e análises de produtos por fabricantes de motores, automóveis e máquinas. Como o foco deste trabalho é a simulação e análise de motores, apenas o GT-Power será abordado.

O programa é baseado em um código que resulta em simulações relativamente rápidas, permitindo ao usuário avaliar os parâmetros operacionais do motor com base nos fluxos de massa e de energia entre seus diversos componentes.

3.3.1. Equações do modelo de Mecânica dos Fluidos do GT-Power

Na modelagem e simulação de motores de combustão interna torna-se necessário compor um modelo utilizando equações da mecânica dos fluidos para representar tanto o escoamento do ar pelo sistema de indução até o cilindro quanto o escoamento do produto de combustão do cilindro até a atmosfera pelo sistema de exaustão do veículo.

O GT-Power resolve simultaneamente as equações da continuidade, da energia e do momento, respectivamente eq. (10), eq. (20) e eq. (21), utilizando a hipótese simplificadora de que o escoamento é unidimensional. Todo o domínio de cálculo é discretizado em pequenos volumes, respeitando um comprimento de discretização definido pelo usuário. A Figura 2 mostra um exemplo de como o aplicativo divide alguns componentes do sistema, onde os tubos são divididos em pequenos volumes e a junção destes tubos é representada por um único volume.

As grandezas escalares (como pressão, temperatura, densidade, energia interna, entalpia, concentração das espécies e etc.) são calculadas como uma média no centro deste sub-volume. As grandezas vetoriais (como fluxos de massa, velocidade, fluxos das frações mássicas e etc.) são calculadas para cada uma das fronteiras de cada um dos sub-volumes, como mostrado na Figura 2.

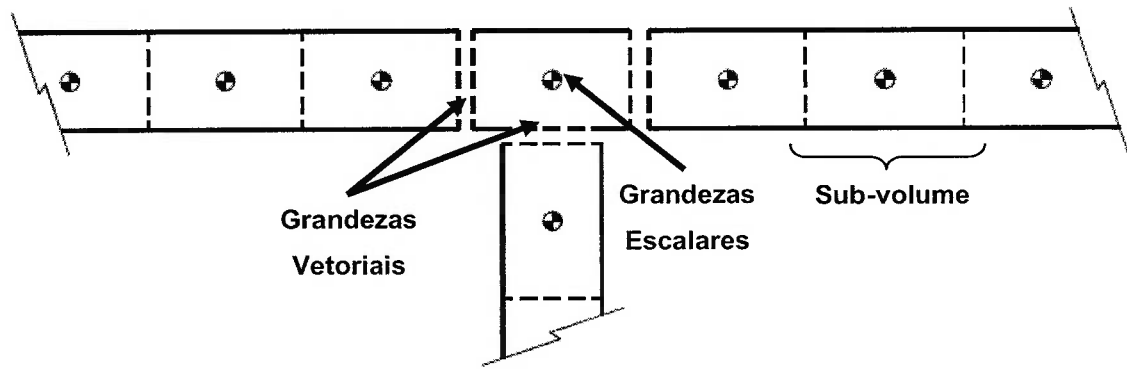


Figura 2 – Exemplo de discretização utilizada pelo GT-Power (GAMMA, 2006)

A solução do modelo envolve a resolução de equações de conservação de massa, de energia e de momentum. A conservação de massa é definida como a taxa de variação da massa em um subsistema, que é igual à soma dos fluxos de massa que entram e dos fluxos de massa que saem do subsistema, como mostrado na eq. (10).

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{\text{fronteiras}} \dot{m} \quad (10)$$

A primeira lei da termodinâmica para um sistema pode ser escrita da forma apresentada na eq. (11).

$$E_2 - E_1 = Q_2 - W_2 \quad (11)$$

Esta equação pode ser reescrita em termos de fluxos, como mostra a eq. (12).

$$\frac{dE_{\text{sistema}}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \quad (12)$$

A eq. (13) é obtida tornando a eq. (12) adequada para volumes de controle de acordo com conceitos apresentados por VanWylen (2003).

$$\frac{dE_{\text{v.c.}}}{dt} = \dot{Q}_{\text{v.c.}} - \dot{W}_{\text{v.c.}} + \sum_{\text{fronteiras}} \dot{m}e + \dot{W}_{\text{escoamento}} \quad (13)$$

O trabalho relativo ao escoamento ($\dot{W}_{escoamento}$) pode ser calculado a partir da pressão local, da velocidade local e da área da seção transversal do escoamento, como mostra a eq. (14).

$$\dot{W}_{escoamento} = FU = \int pUdA_{ST} = p\dot{V} = pv\dot{m} \quad (14)$$

Combinando a eq. (14) com a eq. (13) é obtida a eq. (15).

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = \dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum_{fronteiras} \dot{m}e + \sum_{fronteiras} pv\dot{m} = \dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum_{fronteiras} \dot{m}(e + pv) \quad (15)$$

Combinando o termo do trabalho associado ao escoamento na fronteira do volume de controle à energia por unidade de massa associada ao escoamento na fronteira do volume de controle é obtida a eq. (16).

$$e + pv = u + pv + \frac{1}{2}V^2 + gz = h + \frac{1}{2}V^2 + gz \quad (16)$$

Combinando a eq. (15) com a eq. (16), e reduzindo o termo referente à entalpia total, a primeira lei da termodinâmica para o volume de controle assume a forma mostrada na eq. (17).

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = \dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum_{fronteiras} \dot{m}\left(h + \frac{1}{2}V^2 + gz\right) = \dot{Q}_{v.c.} - \dot{W}_{v.c.} + \sum_{fronteiras} \dot{m}H \quad (17)$$

Considerando apenas a troca de calor no volume de controle devida à convecção entre o fluido e a parede, a primeira lei da termodinâmica é reescrita como mostra a eq. (18).

$$\frac{dE_{v.c.}}{dt} = -\dot{W}_{v.c.} + \sum_{fronteiras} (\dot{m}H) - hA_s(T_{fluido} - T_{parede}) \quad (18)$$

O trabalho associado ao volume de controle é definido pela eq. (19).

$$\dot{W}_{v.c.} = FU = \int pU dA_{ST} = p \frac{dV}{dt} \quad (19)$$

Considerando que as variações referentes à energia potencial e à energia cinética são desprezíveis no volume de controle e expandindo o termo referente ao trabalho no volume de controle conforme a eq. (19), a equação da conservação utilizada pelo GT-Power é descrita na eq. (20).

$$\frac{d(me)}{dt} = -\frac{pdV}{dt} + \sum_{fronteiras} (\dot{m}H) - hA_s (T_{fluido} - T_{parede}) \quad (20)$$

Na conservação do momento, as forças do campo de pressão e as forças de atrito nas paredes agindo em um sub-volume são iguais à taxa de variação do momento no sistema. Admitindo a hipótese de fluido Newtoniano e que a densidade não varia no sub-volume, a equação da conservação da quantidade de movimento na forma diferencial é reduzida à equação de Navier-Stokes na forma unidimensional, dada pela eq. (21).

$$\rho \left(\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} \right) \quad (21)$$

Multiplicando pela área da seção transversal do sub-volume e rearranjando os termos é obtida a eq. (22).

$$\begin{aligned} \frac{\partial(U\rho A)}{\partial t} + u \frac{\partial(U\rho A)}{\partial x} &= -\frac{\partial p}{\partial x} A + \mu A \left(\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} \right) \\ \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} &= -\frac{\sum_{fronteiras} (\dot{m}U) - A \frac{\partial p}{\partial x}}{\partial x} + \mu A \left(\frac{\partial^2 U}{\partial x^2} \right) \end{aligned} \quad (22)$$

A eq. (23) é obtida expandindo o termo de variação da velocidade no eixo x ao longo deste mesmo eixo, considerando apenas os efeitos devido às perdas de

carga por atrito com as paredes (C_f) e às perdas de carga devido à mudanças na geometria da seção transversal ou curvas (C_D) (BLAIR, 1999).

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{-dpA - \sum_{\text{fronteiras}} (\dot{m}U) + 4C_f \frac{\rho U|U|}{2} \frac{dxA}{D} + C_D \left(\frac{1}{2} \rho U|U| \right) A}{dx} \quad (23)$$

Os coeficientes C_f e C_D são definidos nos item 3.3.2.1 deste trabalho.

3.3.2. Componentes do sistema

O GT-Power utiliza elementos básicos para representar condutos e componentes dos sistemas alvos da análise do escoamento interno. As equações principais utilizadas para modelar os fenômenos envolvidos em cada um destes componentes são mostradas nas seções subseqüentes.

3.3.2.1 Tubos

O GT-Power disponibiliza diversos modelos de tubos para representar os mais variados tipos de geometria de seção transversal e dobras em tubos. Os itens seguintes descrevem as equações utilizadas neste modelo.

- Coeficiente de perda de carga distribuída

Para quantificar a perda de carga devida ao atrito do conduto, o GT-Power leva em consideração o número de Reynolds do escoamento e o acabamento da

superfície da parede do conduto para definir a equação que será utilizada para modelar tal fenômeno.

Em superfícies com acabamento suave e sujeitas a um escoamento laminar (o código considera escoamento laminar nas situações onde $Re_d < 2000$), o coeficiente de perda de carga por atrito é modelado pela eq. (24).

$$C_f = \frac{16}{Re_D} \quad (24)$$

Nestas mesmas condições de acabamento superficial, porém num escoamento turbulento (o código considera escoamento turbulento nas situações onde $Re_d > 4000$), o coeficiente de perda de carga por atrito é modelado pela eq. (25).

$$C_f = \frac{0.08}{Re_D^{0.25}} \quad (25)$$

Para $2000 > Re_d > 4000$ o software considera uma região linear de transição.

Quando a superfície da parede do conduto é áspera e o escoamento não é laminar, o coeficiente de atrito é dado pela fórmula de Nikuradse, dada pela eq. (26)

$$C_f = \frac{0.25}{\left[2 \log_{10} \left(\frac{1}{2} \frac{D}{h_r} \right) + 1.74 \right]^2} \quad (26)$$

- Coeficiente de perda de carga concentrada

Para tubos com seção transversal irregular, curvas ou estrangulamentos, um coeficiente de perda de carga pode ser atribuído ao componente, que é definido pela seguinte eq. (27)

$$C_D = \frac{P_1 - P_2}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad (27)$$

Este coeficiente não inclui a parcela de perda devido ao atrito, que é calculada separadamente, como mostrada no item anterior.

- Transferência de calor

O coeficiente de transferência de calor é calculado para cada passo de integração, em função da velocidade, das propriedades termo-físicas e da rugosidade superficial do conduto. O código utiliza uma analogia derivada da de Chilton-Colburn (GAMMA, 2006), dada pela eq. (28), para calcular o coeficiente de transferência de calor em todos os regimes de escoamento (laminar, turbulento ou transicional).

$$h = \left(\frac{1}{2}\right) C_f \rho U C_p \text{Pr}^{\left(\frac{2}{3}\right)} \quad (28)$$

3.3.2.2 Junções de tubos

São elementos disponibilizados pelo software que oferecem a conservação da quantidade de movimento nas três dimensões, apesar do código ser unidimensional. Nele os escalares são calculados no centro do volume do elemento, enquanto que as equações da conservação da quantidade de movimento são calculadas separadamente para cada uma das fronteiras em que há escoamento de fluido.

Para a solução da quantidade de movimento, o elemento é caracterizado em cada uma das aberturas considerando o diâmetro de expansão, que é definido pelas seguintes variáveis:

- Diâmetro de expansão – Diâmetro em que o escoamento irá expandir no caminho da abertura de entrada do escoamento até o interior do elemento;

- Comprimento característico – distância percorrida pelo escoamento entre a abertura de entrada do fluido até a face oposta do elemento;
- Orientação – Vetor definido pela direção em que o fluido entra no elemento;

3.3.3. Discretização do tempo pelo GT-Power

A escolha de comprimentos de discretização menores, o que resultaria em sub-volumes de dimensões menores, poderia resultar em maior precisão da solução, porém, o tamanho do comprimento de discretização é limitado pelo tamanho de cada passo de tempo.

Ao contrário da maioria dos códigos de CFD disponíveis no mercado, que utilizam processos numéricos iterativos para obter a solução, o GT-Power utiliza um método numérico de solução explícito, utiliza as condições do sistema em um instante t_0 para calcular as novas condições do sistema em um novo instante t_1 , o que é representado pela eq. (29).

$$Y(t_1) = f(Y(t_0)) \quad (29)$$

Os instantes t_0 e t_1 devem ser próximos o suficiente para garantir uma solução válida.

O passo de tempo durante a integração é limitado pela condição de Courant (COURANT, 1928), que estabelece que cada passo de tempo seja menor que 80 % do tempo de propagação das ondas de pressão e do escoamento por qualquer sub-volume discretizado no modelo. Tal condição é definida por Gamma (2006) pela eq. (30).

$$\frac{\Delta t}{\Delta x} (|U| + c) \leq 0.8 \cdot \sigma \quad (30)$$

É importante ressaltar que a escolha de um comprimento de discretização muito pequeno resultará no aumento significativo do tempo de simulação.

3.4. Equações do modelo de Combustão do GT-Power

O GT-Power utiliza como um dos modelos disponíveis para a modelagem da combustão em motores com ignição por centelha a aproximação da taxa de produção de energia térmica na combustão por uma função de Wiebe (GAMMA, 2006).

Este tipo de modelo é o mais adequado aos dados experimentais disponíveis para este trabalho, pois o analisador de combustão utilizado na coleta dos dados de pressão de cilindro processa tais informações gerando os dados que as equações de Wiebe utilizam como entrada nas equações. Dentre eles, os mais importantes são o ponto de 50 % de queima de combustível e a duração da combustão em ângulo de virabrequim.

O ponto de 50 % da combustão é determinado diretamente pelo analisador de combustão que usa como dado de entrada a curva de pressão de cilindro por ângulo de virabrequim. Este equipamento fornece também os pontos de 1 %, 5 %, 10 %, 75% e 90 % de queima de combustível.

Para determinar a duração da combustão em ângulo de revolução do virabrequim serão considerados os pontos de 10 % e 75 % pelo fato destes pontos serem determinados em regiões de pressão mais alta do ciclo. Esta decisão favorece o resultado dos dados experimentais, dado que a medição de pressão de cilindro é realizada em uma região mais estável, com isso o transdutor opera em gradientes de pressão menos abruptos e em uma região onde a combustão é já pode ser considerada bem desenvolvida.

Com os dados de medição disponíveis a solução das equações de Wiebe pode ser iniciada. As primeiras equações a serem calculadas pelo código para definir o modelo de combustão são as constantes do ponto intermediário, do ponto inicial e do ponto final da combustão, dadas respectivamente pelas eq. (31), eq. (32) e eq. (33).

$$BMC = -\ln(1 - BM) \quad (31)$$

$$BSC = -\ln(1 - BS) \quad (32)$$

$$BEC = -\ln(1 - BE) \quad (33)$$

Os parâmetros de entrada das três equações anteriores são:

- *BM* – Percentual de combustível queimado no ponto intermediário de combustão. Será considerado 50 % para a aplicação deste modelo;
- *BS* – Percentual de combustível queimado no ponto inicial que define a duração da combustão; Será considerado 10 % para a aplicação deste modelo;
- *BE* – Percentual de combustível queimado no ponto final que define a duração da combustão. Será considerado 75 % para a aplicação deste modelo.

Os pontos que definem a combustão neste modelo são mostrados em um gráfico de pressão de cilindro por posição angular do virabrequim na Figura 3.

$$WC = \left[\frac{B_D}{BEC^{\frac{1}{w+1}} - BSC^{\frac{1}{w+1}}} \right]^{-(w+1)} \quad (34)$$

A constante de Wiebe é calculada utilizando a eq. (34) (GAMMA, 2006). Nela são inseridas as constantes dos pontos de combustão, a duração da combustão medida pelo analisador de combustão e o expoente de Wiebe. A este último é atribuído o valor 2 com base em dados fornecidos pelo fabricante do motor.

Para a determinação da taxa de liberação de calor, a constante de início da combustão é calculada pela eq. (35) (GAMMA, 2006) utilizando as mesmas variáveis utilizadas na eq. (34) e o ponto de 50% de queima (AA).

$$SOC = AA - \frac{B_D \cdot BMC^{\frac{1}{w+1}}}{BEC^{\frac{1}{w+1}} - BSC^{\frac{1}{w+1}}} \quad (35)$$

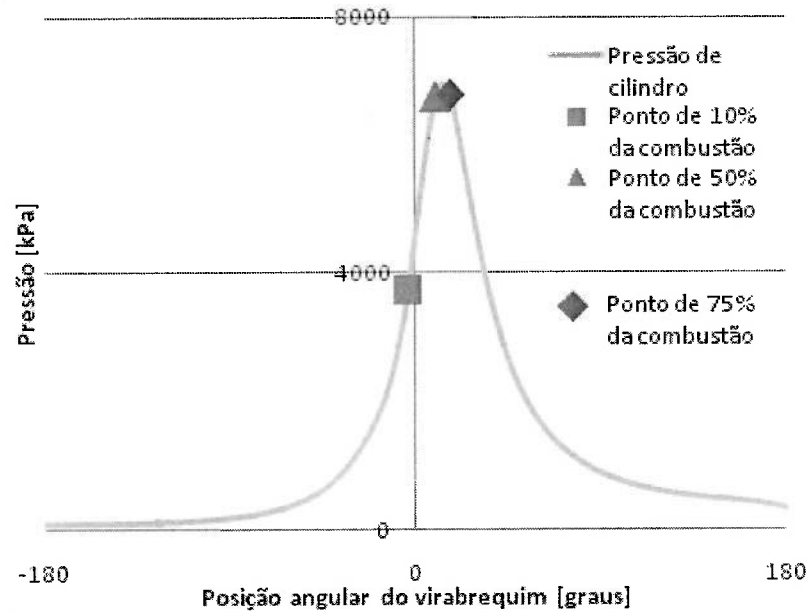


Figura 3 – Pressão de cilindro e pontos de referência para o modelo de Wiebe

O código calcula a taxa de liberação de calor em função do ângulo de virabrequim utilizando a constante de Wiebe e a constante de início da combustão, utilizando eq. (36) (GAMMA, 2006).

$$\dot{Q}(\theta) = (CE) \left\{ 1 - \exp \left[- (WC) (\theta - SOC)^{(w+1)} \right] \right\} \quad (36)$$

3.5. Ferramenta de Otimização

O GT-Power oferece uma ferramenta que executa rotinas de otimização para encontrar um ou mais parâmetros de componentes do sistema que resultem no valor desejado em uma variável-objetivo única. O resultado pode ser um máximo, um mínimo ou um valor específico desta variável. Todos os parâmetros e critérios para a otimização devem ser definidos e inseridos no modelo antes de executar a simulação.

4. Desenvolvimento do Modelo

Esta seção discute as técnicas de modelagem utilizadas para a composição do modelo. A discussão inclui a forma com que cada um dos componentes é dividido em sub-volumes, as considerações feitas para simplificar a geometria e permitir que seja utilizada em modelagem unidimensional, os parâmetros utilizados como ajustes para efetuar a calibração do modelo e demais questões importantes para a composição do modelo.

4.1. Caracterização do motor-base utilizado

O motor utilizado como base para compor o modelo virtual tem quatro cilindros em linha, quatro tempos, comando de válvulas com um único eixo no cabeçote e oito válvulas, sendo duas válvulas por cilindro. A injeção de combustível é feita por um injetor de combustível posicionado em cada um dos quatro pórticos de admissão do cabeçote.

As principais características deste motor estão listadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Características do motor base utilizado

Motor	Quatro cilindros em linha, quatro tempos, SOHC, 8 válvulas, resfriado à água.
Deslocamento volumétrico	998,9 cm ³
Diâmetro dos cilindros	71,1 mm
Curso do pistão	62,9 mm
Taxa de compressão	12,6:1
Combustível	Qualquer mistura entre álcool hidratado e gasolina com 25 % de álcool anidro

4.2. Representação dos componentes do motor no GT-Power

4.2.1. Sistema de indução

O sistema de indução foi modelado considerando três componentes principais. São eles a tomada de ar, a caixa do filtro do ar e o duto que conduz o ar admitido à válvula do acelerador, todos mostrados na Figura 4.

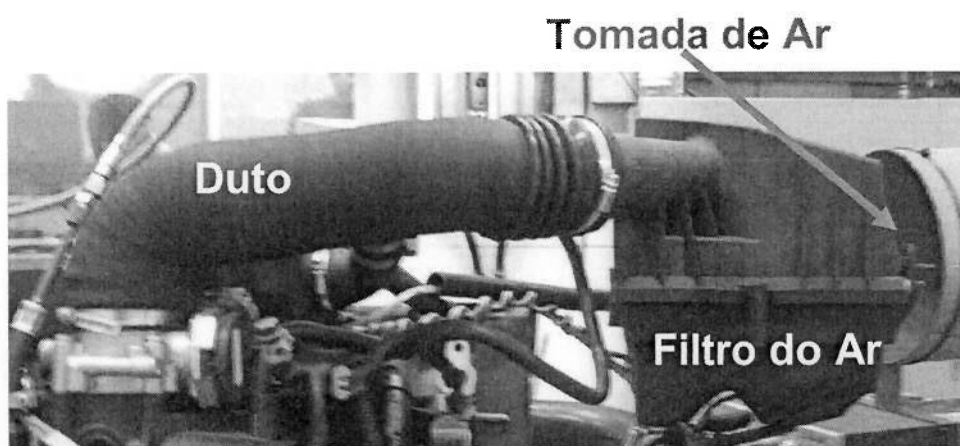


Figura 4 - Válvula borboleta, duto de ligação e filtro do ar

A Figura 5 mostra como foi considerado cada um dos elementos deste sistema na discretização dos componentes oferecidos pelo GT-Power.

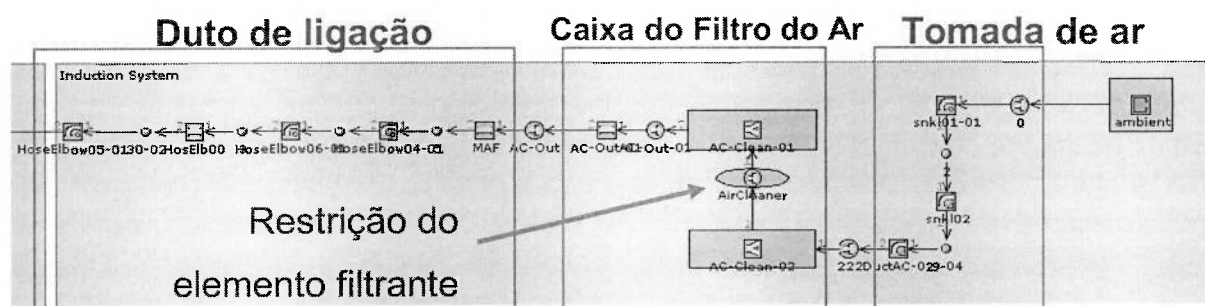


Figura 5 - Elementos utilizados para discretizar o sistema de indução do motor

Para realizar a discretização deste sistema foi priorizada a manutenção das áreas das seções transversais, do volume interno e do comprimento do percurso percorrido pelo escoamento em cada uma das seções dos componentes. Com isso,

é esperado que os pulsos de pressão tenham características similares aos do motor real, propiciando características similares de *tuning*.

O orifício identificado na Figura 6 como “Restrição do elemento filtrante” concentra as perdas de carga referentes a este componente. Como não há dados para caracterizar tal sistema, ele será utilizado como grau de liberdade para calibração do modelo. O valor do diâmetro deste orifício será definido de forma a diminuir a diferença relativa entre os valores da pressão estática do coletor de admissão obtidos no modelo e os valores obtidos no teste do motor real.

4.2.2. Válvula do acelerador

O GT-Power oferece um elemento específico para modelar a válvula do acelerador. Os principais dados de entrada para o modelo são as dimensões do componente e o coeficiente de descarga em cada posição angular da válvula. Como o estudo não será conduzido em cargas parciais, apenas o coeficiente de descarga da válvula totalmente aberta será considerado. O ensaio que define a perda de carga deste componente é discutido na seção 4.3.1 deste trabalho.

A Figura 6 mostra a discretização da válvula do acelerador no modelo virtual do motor. Os elementos “Tb-in” e “Tb-out” representam o corpo da válvula, enquanto que o elemento “throttle” representa a borboleta que controla a restrição imposta pela válvula. A válvula do acelerador é mostrada na Figura 7.

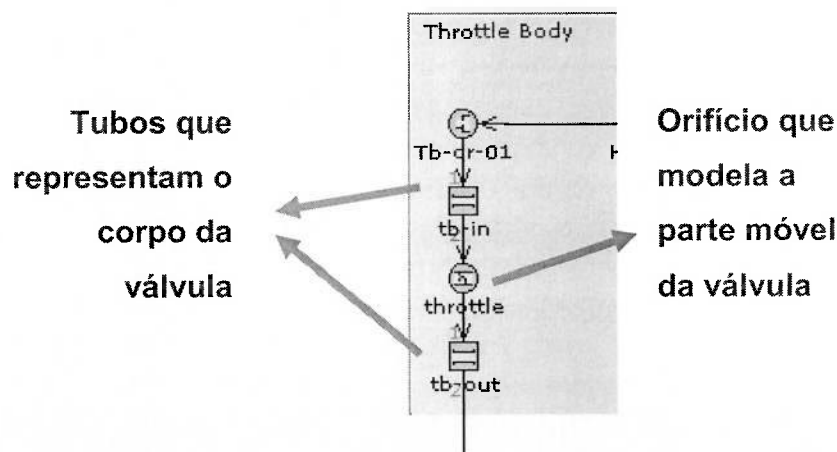


Figura 6 - Elementos utilizados para discretizar a válvula do acelerador

4.2.3. Coletor, pórticos e injetores de combustível da admissão

A Figura 7 mostra o coletor de admissão montado no motor base. A Figura 8 mostra como foi considerada cada uma das seções do pleno e dos dutos do coletor de admissão do motor no modelo virtual.

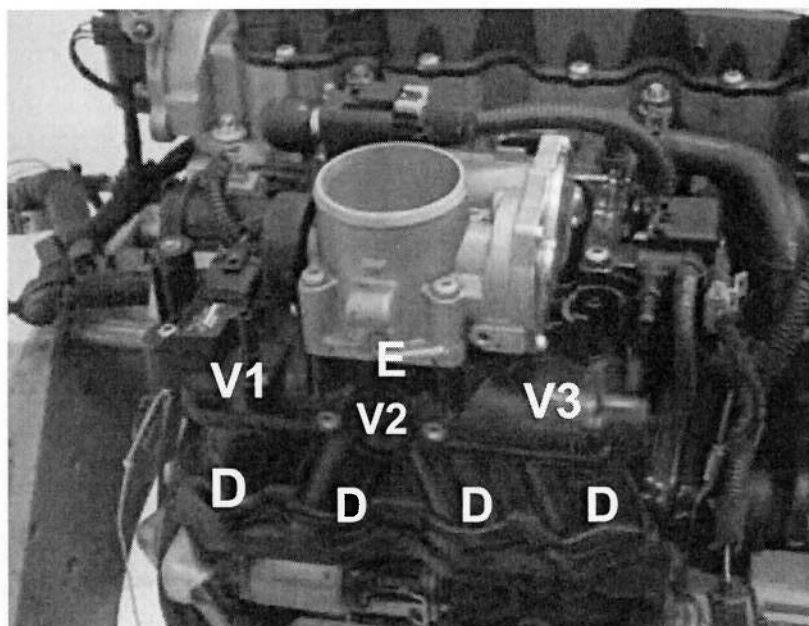


Figura 7 - Coletor de Admissão e válvula do acelerador

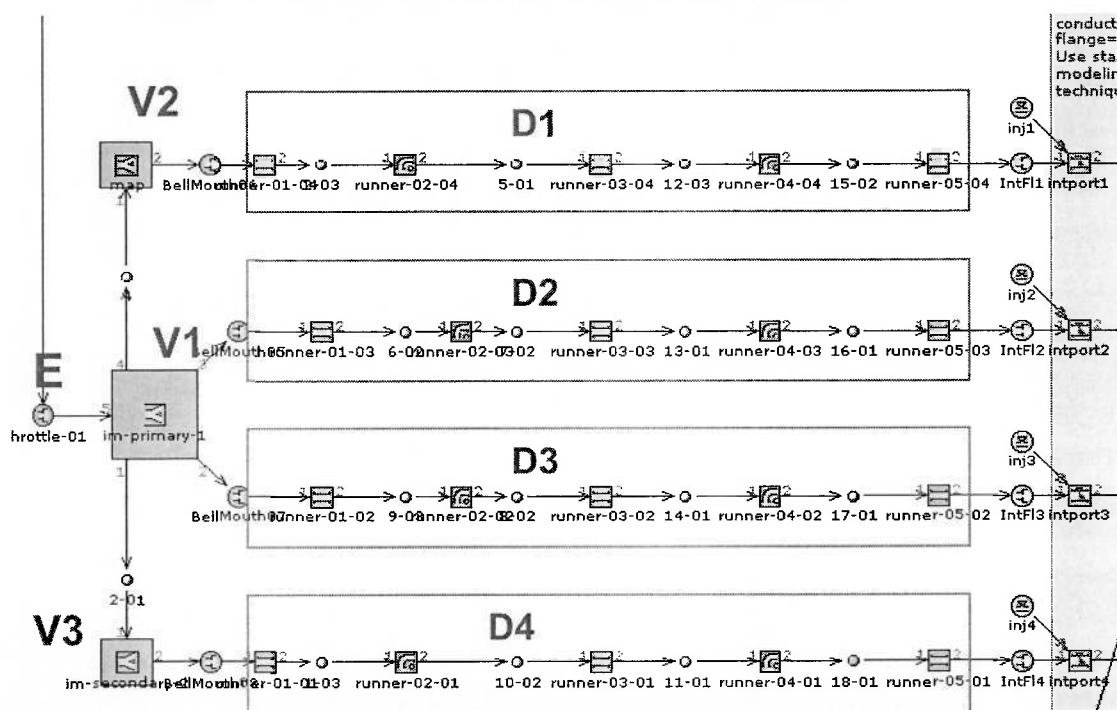


Figura 8 - Elementos utilizados para discretizar o coletor, os pórticos de admissão e os bicos injetores

A letra E representa a seção de entrada de ar no coletor, que faz interface com a válvula do acelerador. As letras V_1 até V_3 representam os três volumes em que foi dividido o pleno. As letras $D_{1...4}$ representam os quatro dutos do coletor de admissão, que comunicam o pleno com os pórticos do cabeçote.

Na composição do modelo virtual do coletor e dos pórticos de admissão, também foi priorizada a manutenção das áreas das seções transversais, do volume interno e dos comprimentos de cada sub-volume considerado nos componentes.

O pleno do coletor de admissão foi dividido em três volumes. O primeiro agrupa a entrada do ar e a conexões com os dois dutos de saída centrais do coletor. Os outros dois volumes adotados possuem uma conexão para os dutos de saída periféricos.

O coeficiente de descarga dos orifícios que representam as perdas de carga devidas à contração e expansão do gás na região de interface entre os volumes do pleno e cada um dos dutos do coletor de admissão são definidos com base em resultados de testes em bancada, mostrados na seção 4.3.2.

4.2.4. Cabeçote e bloco do motor

A Figura 9 mostra os elementos utilizados para representar os pórticos e válvulas de admissão e escape, os cilindros e o virabrequim. A discretização dos pórticos priorizou a manutenção das áreas das seções transversais, do volume interno e do comprimento total que o escoamento percorrerá em cada uma das seções consideradas. As restrições ao escoamento causadas pelas válvulas de admissão, de escape e pórticos serão definidas utilizando as informações do ensaio descrito no item 4.3.

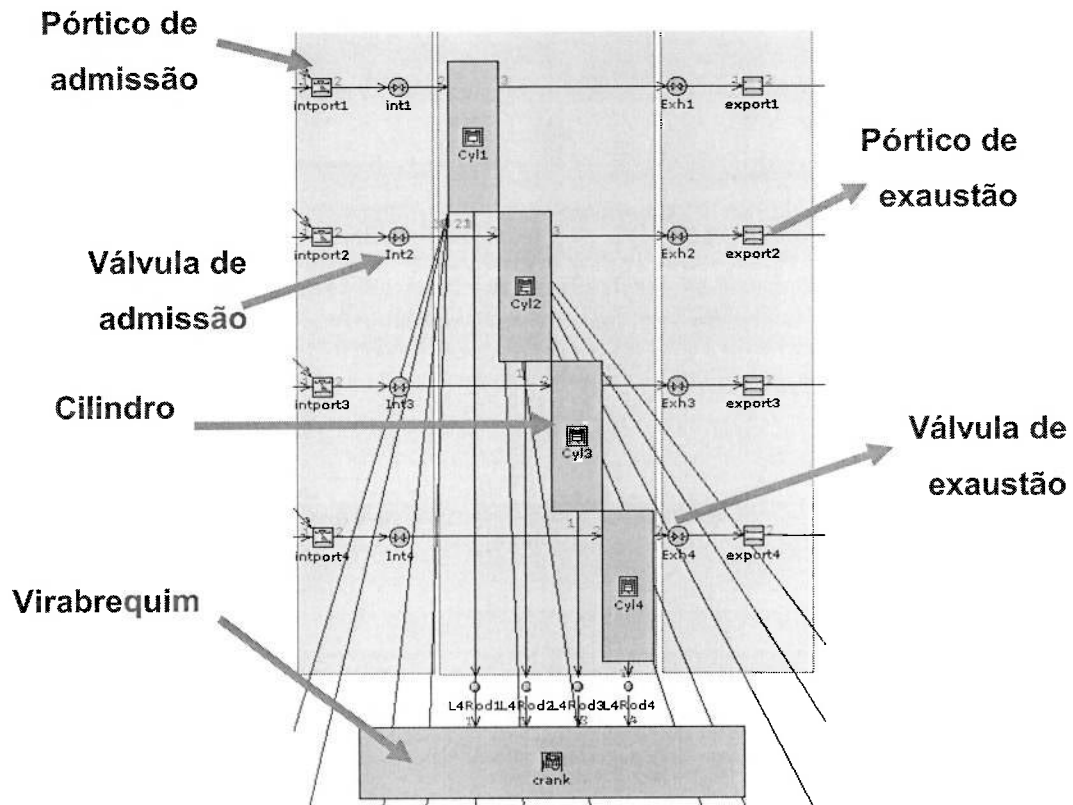


Figura 9 - Discretização dos pórticos de admissão e exaustão, cilindros e virabrequim

Os parâmetros utilizados para caracterizar a geometria dos cilindros, são mostrados na Figura 10 (GAMMA, 2006). Cada um deles será brevemente apresentado nos itens abaixo.

- *Bore* – Diâmetro do cilindro;
- *Stroke* – Curso do pistão;
- *ConnectionRod Length* – Comprimento da biela;
- *Wrist Pin to Crank Offset* – Distância do desalinhamento entre o pino do pistão e o eixo de rotação do virabrequim;
- *Compression ratio* – Razão de compressão;
- *TDC Clearence Height* – Distância entre a face do cabeçote do motor e a face superior do pistão quando o último está no ponto morto superior;

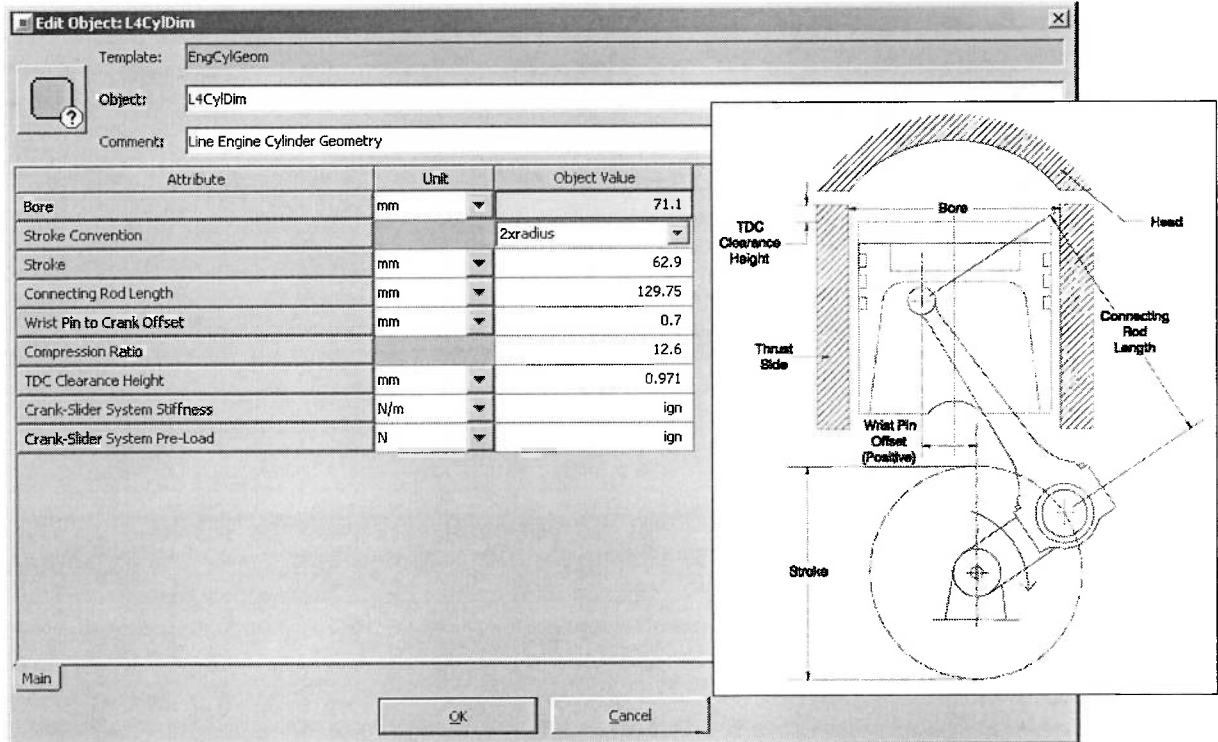


Figura 10 – Variáveis para caracterização da geometria do cilindro

O modelo de combustão, descrito no item 3.4, utilizará dados extraídos do teste de dinamômetro do motor real com analisador de combustão.

Os parâmetros para alimentar o modelo de atrito, que considera o atrito gerado pelo virabrequim, conjunto de pistões e anéis, comando de válvulas, bomba de óleo e bomba de água, será determinado também experimentalmente considerando as pressões efetivas discutidas na seção 3.1.1 deste trabalho.

O modelo de troca de calor de Woschini será utilizado neste modelo. Os dados necessários para alimentar o modelo são basicamente geométricos, extraídos dos arquivos CAD fornecidos pelo fabricante. Para a determinação do modelo de temperatura de parede considerado no cilindro, serão utilizados dados geométricos (CAD), recomendações da GAMMA (2006) com relação a algumas temperaturas iniciais, coeficientes de troca de calor, propriedades físicas de condutividade e densidade e dados de temperatura do fluido refrigerante e do óleo colhidos experimentalmente no ensaio do motor real em dinamômetro (mostrados na Figura 31).

4.2.5. Coletor de exaustão com conversor catalítico

A Figura 11 mostra a discretização adotada no coletor de exaustão e conversor catalítico. As mesmas considerações com relação às técnicas de modelagem feitas ao coletor de admissão foram adotadas neste componente.

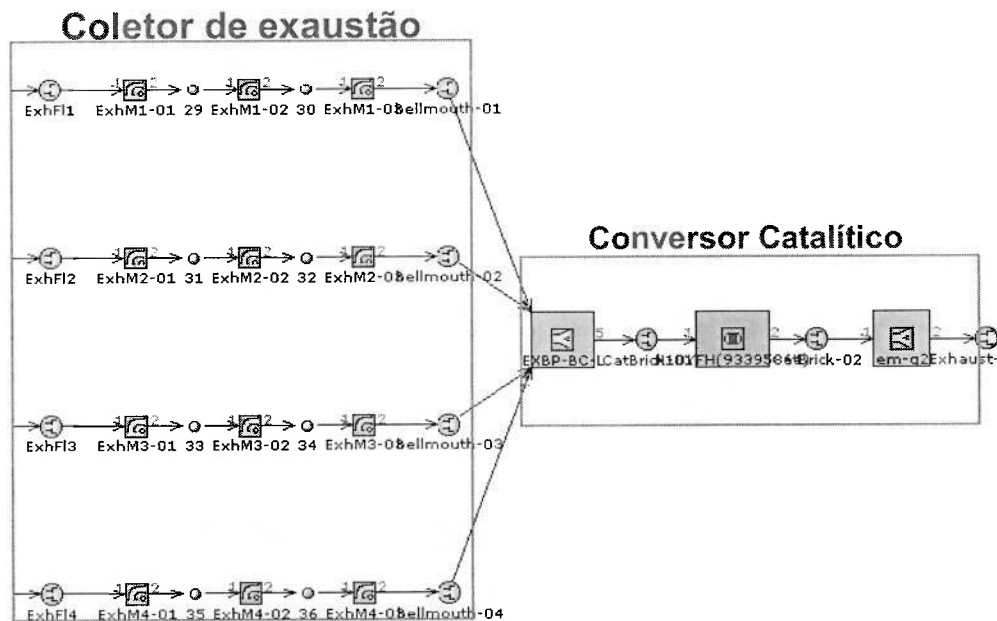


Figura 11 - Discretização do coletor de exaustão com conversor catalítico integrado

O ensaio utilizado para caracterizar o coeficiente de descarga do orifício que representa a interface entre os dutos do coletor e a câmara para onde os dutos convergem é discutido na Seção 4.3.3.

4.2.6. Sistema de exaustão

A Figura 12 mostra como foram considerados na discretização a tubulação de escape a partir do flange de saída do conversor catalítico até o tubo de descarga dos gases na atmosfera.

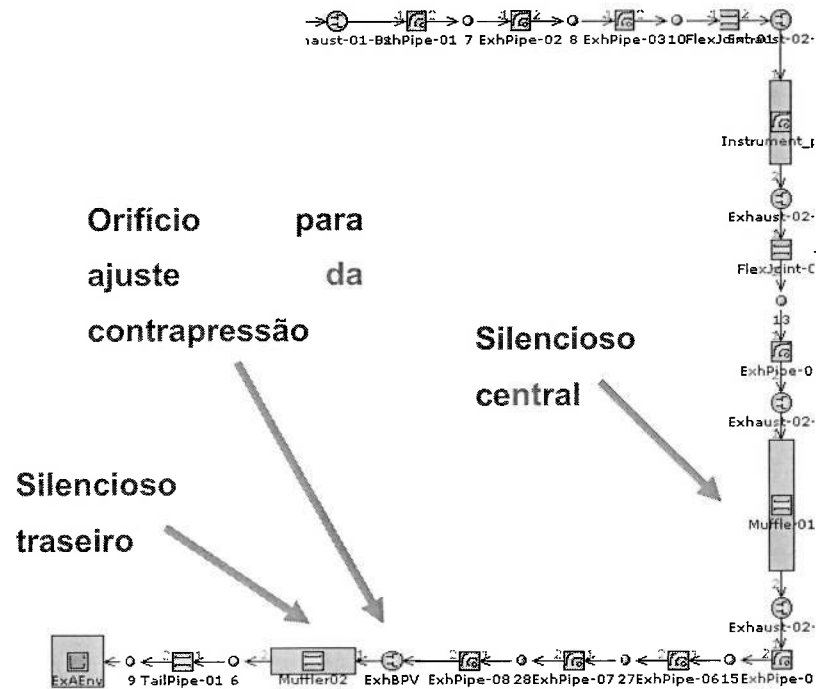


Figura 12 - Discretização do sistema de escape do veículo

O veículo considerado para a montagem dos componentes no dinamômetro utiliza dois silenciosos em série, que foram considerados como tubos de volume interno e comprimento do caminho dos gases igual aos das peças físicas. Todas as perdas de carga (desconsiderando as geradas pela expansão e contração de gases nos silenciosos e pelas curvas dos tubos de escape) foram concentradas em um só orifício posicionado na entrada do segundo silencioso.

O diâmetro atribuído a este orifício será utilizado para correlacionar a pressão do coletor de exaustão do modelo com a pressão medida no teste real.

4.3. Ensaios para caracterização dos sistemas de admissão e escape

4.3.1. Coeficiente de descarga na válvula do acelerador

Para determinar o coeficiente de perda de carga na válvula do acelerador foi realizado um ensaio em bancada, medindo a vazão de ar dada uma diferença de

pressão entre a seção de entrada e a seção de saída da válvula. A Figura 13 mostra um desenho esquemático deste ensaio.

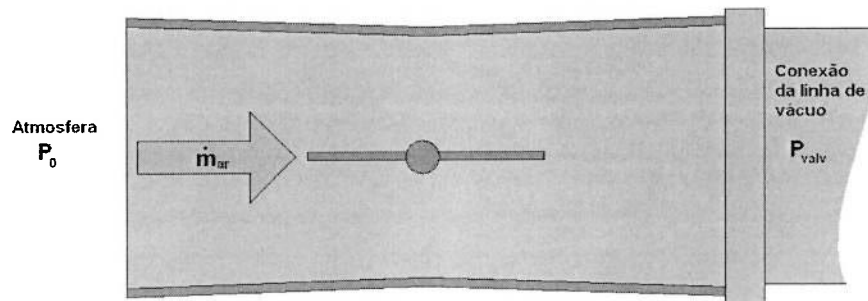


Figura 13 - Desenho esquemático do ensaio para determinar o C_d da válvula do acelerador

O coeficiente de descarga da válvula é definido pela razão entre a vazão mássica medida e a vazão mássica teórica em um escoamento isentrópico sujeitos à mesma diferença de pressão entre a seção de entrada e a seção de saída e à mesma temperatura do fluido.

Cary et al. (2001) define a eq. (37) para o cálculo da área efetiva do escoamento em função das grandezas medidas neste ensaio, onde p_{valv} é a pressão medida após a válvula e P_0 e T_0 são respectivamente a pressão e a temperatura de estagnação do fluido.

$$A_e = \dot{m}_{ar} \frac{\sqrt{RT_0}}{P_0} \left(\frac{p_{valv}}{P_0} \right)^{\frac{-1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_{valv}}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{-0,5} \quad (37)$$

Como consequência, o coeficiente de descarga pode ser definido pela eq. (38) (BLAIR, 1999), que é a relação entre a área efetiva do escoamento e a área geométrica da seção transversal do componente em questão.

$$C_D = \frac{A_e}{A_{ST}} \quad (38)$$

4.3.2. Perda de carga no coletor, pórticos do cabeçote e válvulas de admissão

Para efetuar a caracterização do escoamento nos coletores e nos cabeçotes, um ensaio em bancada de fluxo foi realizado. A instrumentação instalada nesta bancada consiste em um medidor de vazão por diferencial de pressão e restrição fixa e um termopar.

O termopar é utilizado para medir a temperatura do gás insuflado e, assim, determinar a densidade do gás, o que possibilita o cálculo da vazão mássica. Um desenho esquemático da bancada é mostrado na Figura 14.

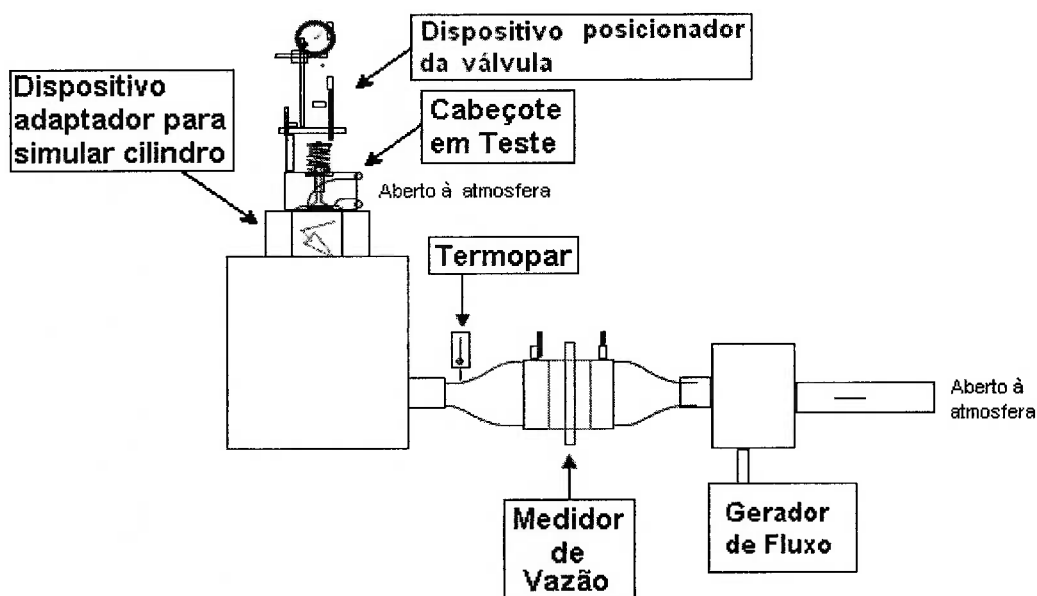


Figura 14 – Esquema da bancada de fluxo utilizada no ensaio

O ensaio para caracterizar as restrições ao escoamento do sistema que compõe o coletor de admissão, os pórticos e as válvulas de admissão do cabeçote do motor foi realizado considerando duas montagens. Na primeira montagem apenas o cabeçote foi ensaiado, ou seja, o pórtico e a válvula de admissão, variando a posição desta última de 1 mm a 13 mm de abertura, em intervalos de 1mm.

O escoamento é induzido impondo uma depressão fixa de 7 kPa na região do dispositivo adaptador do cabeçote, que simula o cilindro do motor considerado no conjunto ensaiado. Assim, o escoamento se dá do pórtico de admissão na direção do cilindro, como acontece em um motor real. Um esquema mostrando em detalhe a montagem do cabeçote no ensaio é mostrado na Figura 15.

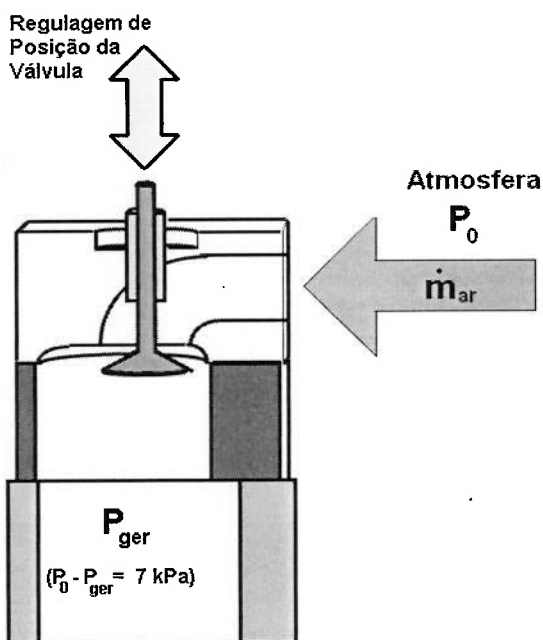


Figura 15 - Detalhe da montagem experimental do cabeçote e parâmetros do ensaio

Uma segunda montagem agregou o coletor de admissão ao cabeçote, realizando-se o mesmo ensaio apresentado anteriormente. Para cada um dos cilindros em separado, devido às variações no escoamento causadas pela diferença da geometria entre os quatro dutos do coletor de admissão.

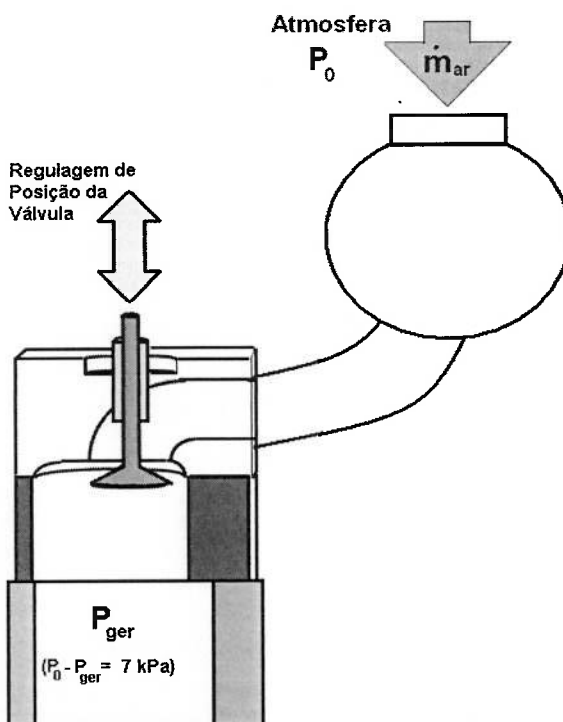


Figura 16 - Detalhe da montagem experimental do cabeçote com o coletor de admissão

Os resultados do ensaio são mostrados na Figura 17 e na Figura 18, onde são mostrados os gráficos de vazão mássica e de coeficiente de descarga em função do curso de abertura da válvula de admissão.

O GT-Power utiliza como parâmetro de entrada o coeficiente de descarga da válvula, definido anteriormente pela eq. (38). Neste caso, a Área da Seção transversal será a área de cortina da válvula, calculada pela eq. (39).

$$A_{ST,cortina} = \pi D_{válvula} L_{válvula} \quad (39)$$

onde $D_{válvula}$ se refere ao diâmetro externo da válvula e $L_{válvula}$ se refere ao curso máximo de abertura da válvula.

A área efetiva do escoamento é calculada utilizando a eq. (37), porém neste caso a p_{valv} é a pressão do gerador de fluxo. O coeficiente de descarga da válvula será a relação entre a área efetiva do escoamento e a área de cortina da válvula, como mostra a eq. (40)

$$C_{D,cortina} = \frac{A_e}{A_{ST,cortina}} \quad (40)$$

Os pontos denominados por “Coletor duto” representam a medição executada referente à montagem do pórtico e o coletor de admissão, realizando uma medição para cada um dos dutos do coletor de admissão individualmente. Os pontos denominados “Pórtico” representam a medição realizada com apenas o pórtico montado na bancada de fluxo. Fica evidente o efeito do coletor de admissão no aumento da perda de carga, principalmente com aberturas maiores da válvula de admissão.

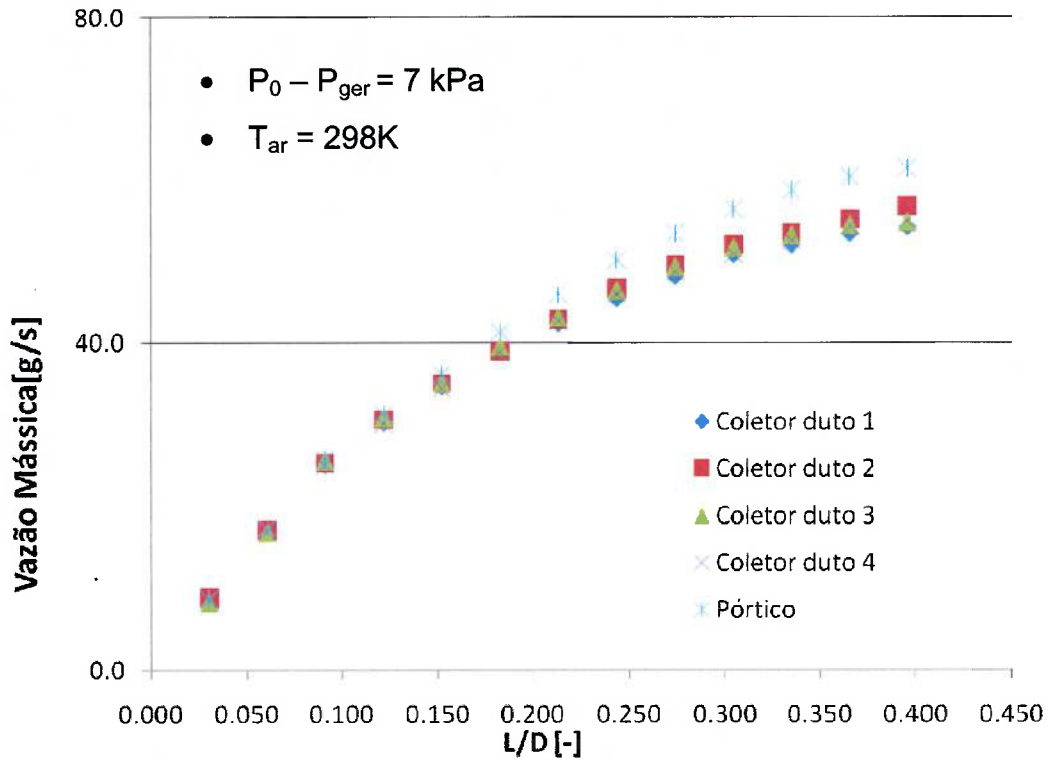


Figura 17 - Vazão mássica para cada posição da válvula de admissão

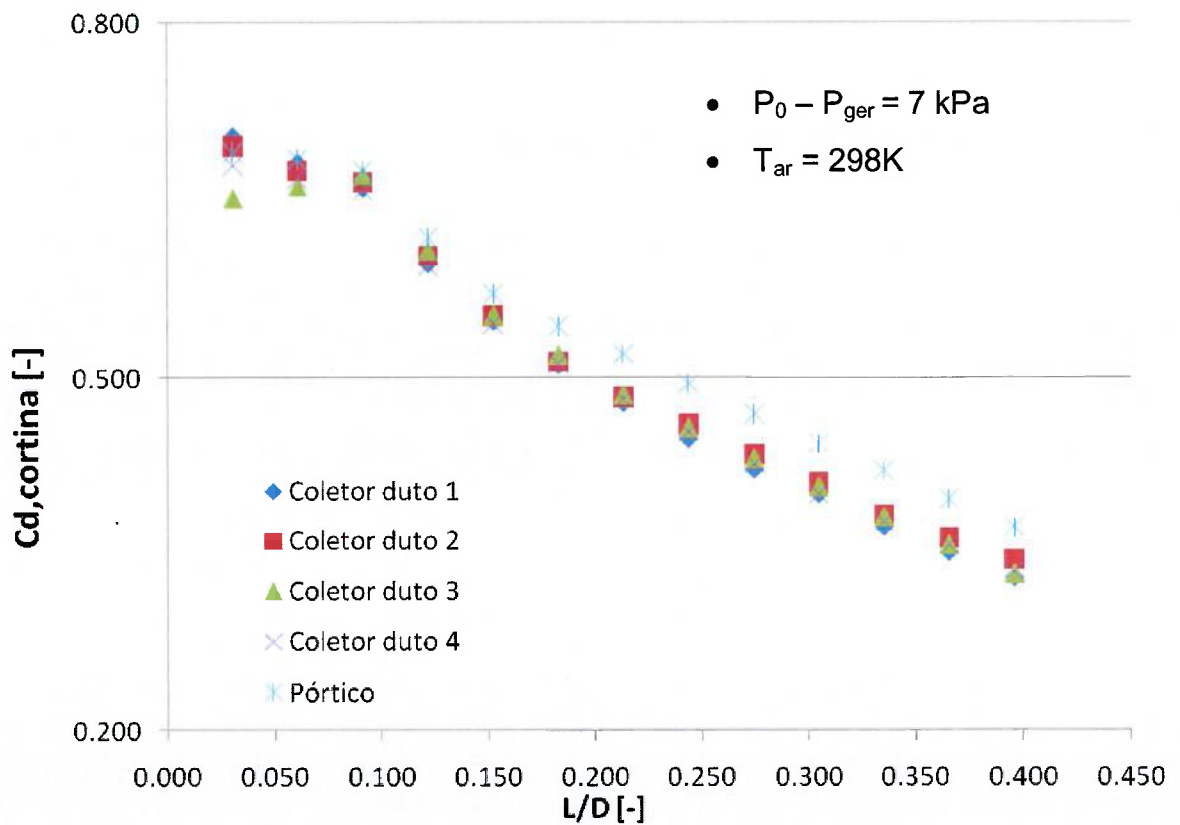


Figura 18 - C_d para cada posição da válvula de admissão

4.3.3. Perda de carga nos pórticos, válvulas e coletor de escape

Um ensaio semelhante ao do sistema de admissão foi executado para o conjunto composto pelo lado de exaustão do cabeçote e o coletor de escape. As mesmas posições de abertura das válvulas foram consideradas. A única diferença é que a pressão dentro do cilindro simulado era maior que a atmosférica, para simular o correto escoamento do gás pelo sistema, ou seja, do cilindro para o sistema de escape.

Foram consideradas duas montagens diferentes. A primeira montagem experimental considerou apenas o pórtico e a válvula de exaustão. A segunda montagem experimental agregou ao conjunto o coletor de escape e o bloco de substrato do conversor catalítico.

Foi realizada assim uma medição para cada um dos dutos do coletor de escape em separado, vedando a saída dos demais dutos. Os resultados do ensaio com esta montagem, comparando com o ensaio na primeira montagem, são mostrados na Figura 19 e na Figura 20. Os coeficientes de descarga são calculados da mesma forma que foram calculados no conjunto de admissão.

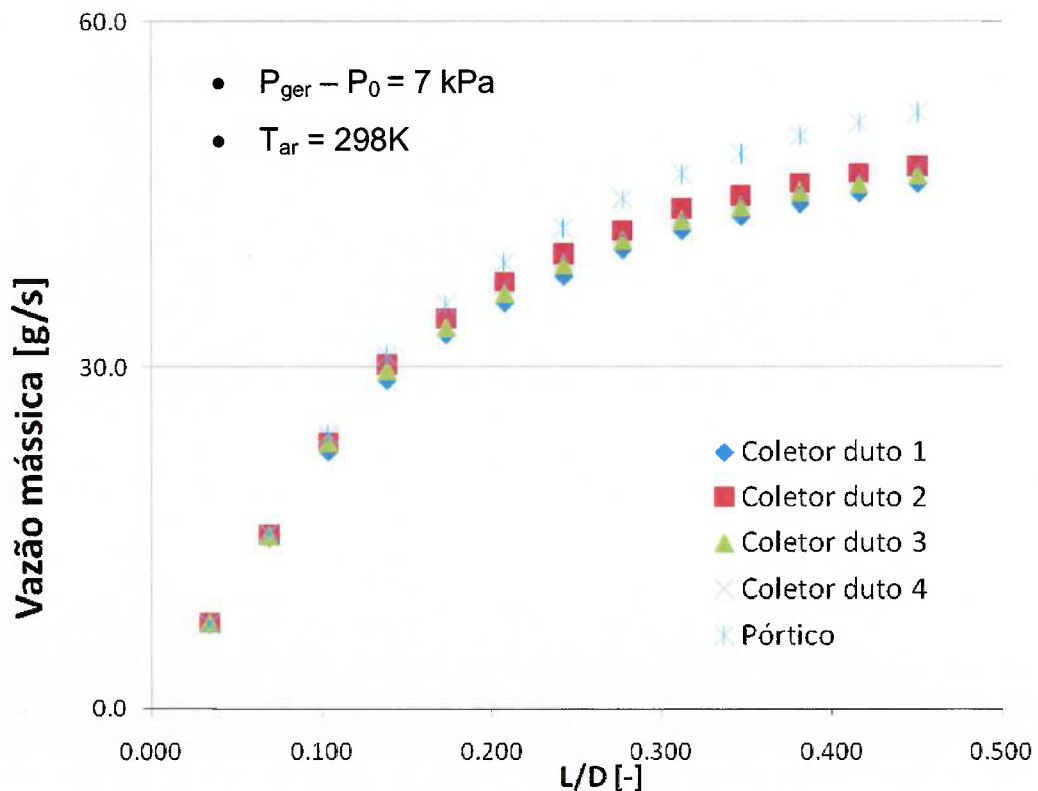


Figura 19 - Vazão mássica para cada posição da válvula de exaustão

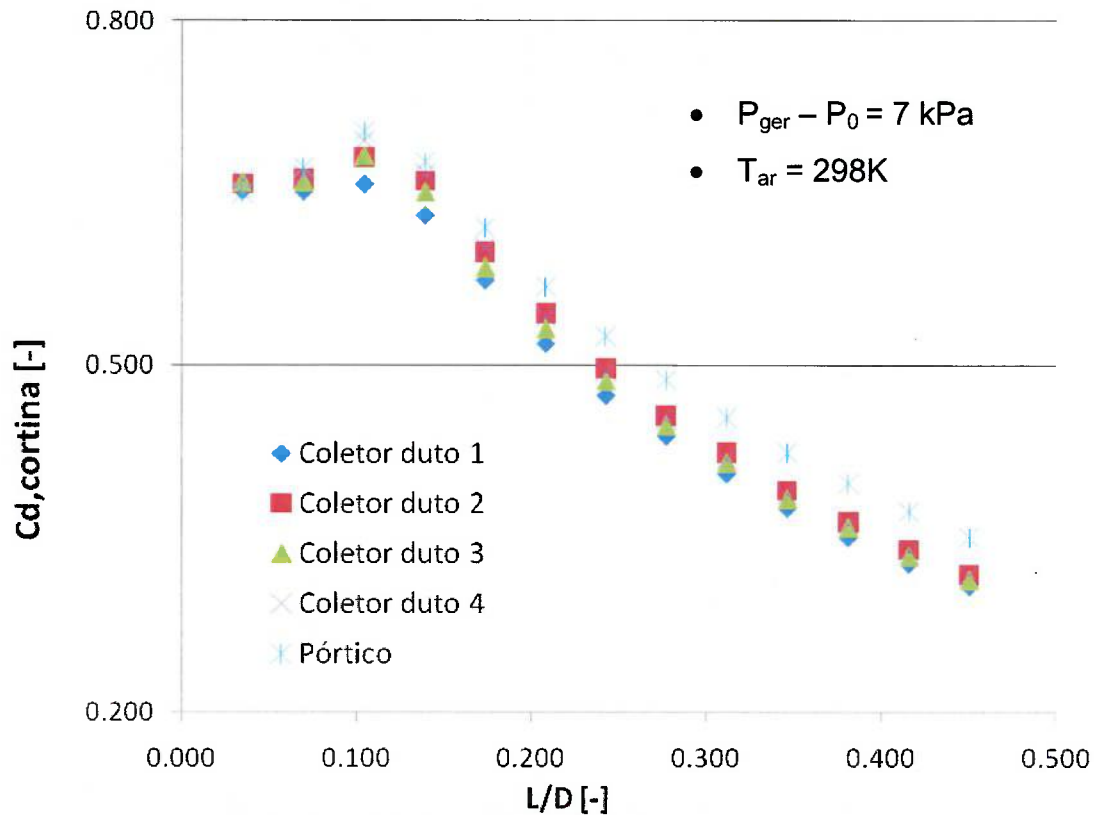


Figura 20 - C_d para cada posição da válvula de exaustão

4.4. Ensaio em dinamômetro com analisador de combustão

Para levantar as informações necessárias ao GT-Power para obtenção de um modelo correlacionado um teste em carga plena foi executado conforme requisitos da norma SAE J1349 (2004). Neste ensaio diversos parâmetros relativos ao motor e ao ambiente foram instrumentados para viabilizar a modelagem do motor no GT-Power. Os itens a seguir mostram os detalhes da montagem, as características dos instrumentos e apresenta os resultados de cada grandeza considerada no teste.

4.4.1. Instrumentação das variáveis termodinâmicas

➤ Temperatura do ar de admissão

São considerados dois pontos de medição da temperatura do ar de admissão, desta forma é possível avaliar a transferência de calor entre o sistema de indução e o ar de admissão. A Figura 21 mostra a posição do termopar, localizado dentro do duto de insuflação de ar, e a tomada de ar do sistema de indução do motor.



Figura 21- Termopar para medir temperatura do ar de admissão

A Figura 22 mostra a posição do termopar utilizado para medir a temperatura do ar no pórtilo de admissão do cabeçote.

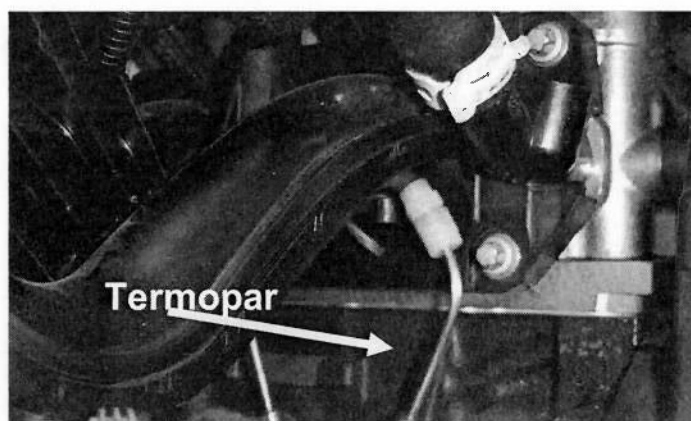


Figura 22 – Termopar para medir temperatura do ar de admissão no pórtilo de admissão

A Figura 23 mostra a temperatura do ar de admissão nos dois pontos considerados em cada uma das rotações executadas no teste do motor real.

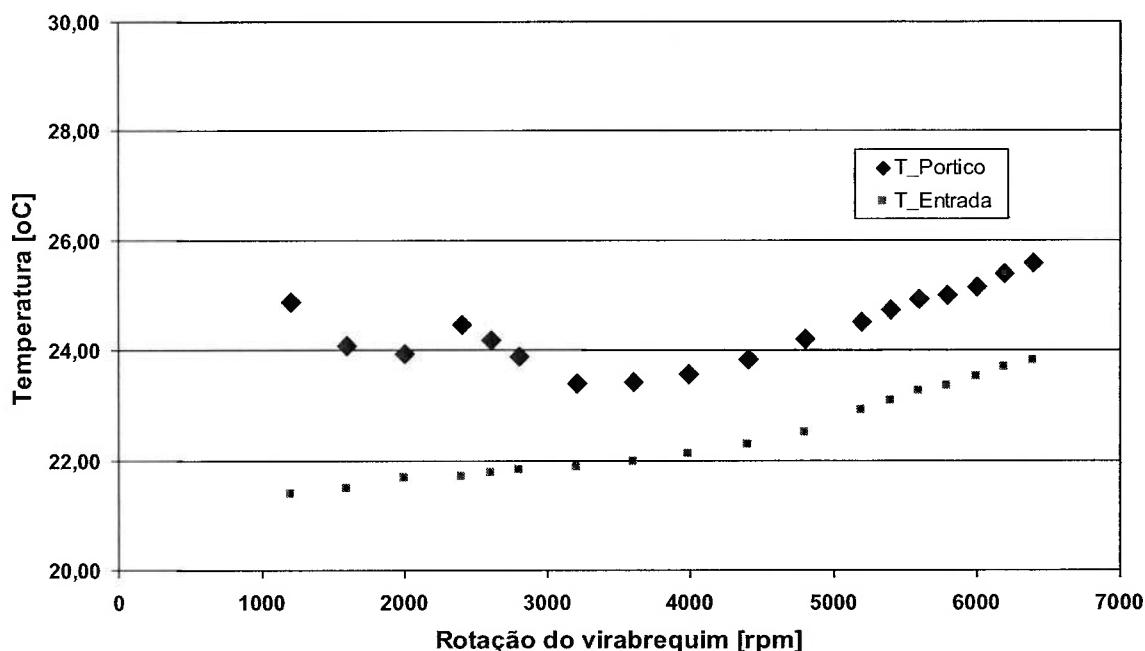


Figura 23 - Temperatura do ar no duto de admissão no filtro de ar e nos pórticos do cabeçote

Os dados mostram o aumento da temperatura do ar causado pela troca de calor com a parede do sistema de indução. Com isto será possível ajustar o coeficiente de troca de calor dos componentes do sistema de indução e assim caracterizar o fenômeno de transferência de calor neste subsistema do motor. As especificações dos termopares utilizados para a medição das temperaturas são mostradas a seguir (ASTM, 2003).

- Termopar do tipo K;
- Faixa indicada de medição: 0 °C a 1200 °C;
- Tolerância especial: ± 1.1 °C ou ± 0.4 % (o maior valor).

➤ *Pressão ambiente e do coletor de admissão*

A seta na Figura 24 mostra a localização da tomada de pressão para o transdutor responsável por medir a depressão no coletor de admissão.

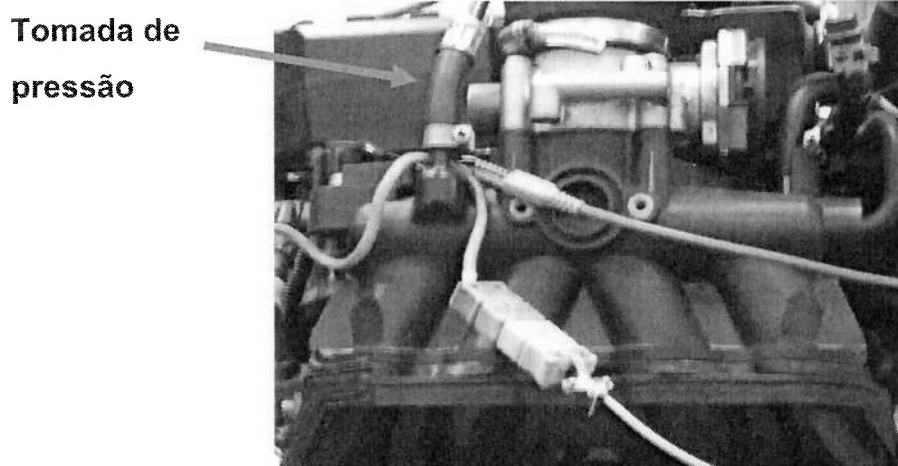


Figura 24 - Localização da tomada de pressão do coletor de admissão

A tomada de pressão para a pressão atmosférica é localizada fora da célula do dinamômetro. As especificações do transdutor de pressão utilizado para medir a pressão barométrica são listadas no ANEXO 4. As especificações do transdutor utilizado para medir a pressão diferencial do coletor de admissão são listadas nos itens a seguir (GE, 2007):

- Modelo: PMP 4065;
- Faixa indicada de medição: -100 kPa a 0 kPa;
- Faixa de temperatura indicada de uso: 0 °C a 50 °C;
- Incerteza combinada (histerese, não linearidade e repetitividade): ± 0.04 % do fundo de escala;

A Figura 25 mostra os resultados da medição. A instabilidade na curva da pressão do coletor de admissão observada na região entre 2000 rpm e 3000 rpm mostra a forte característica de *tuning* nesta região de operação do motor. Os dados serão utilizados para calibrar a perda de carga devida ao elemento do filtro do ar do modelo utilizando o diâmetro do orifício indicado na Figura 5.

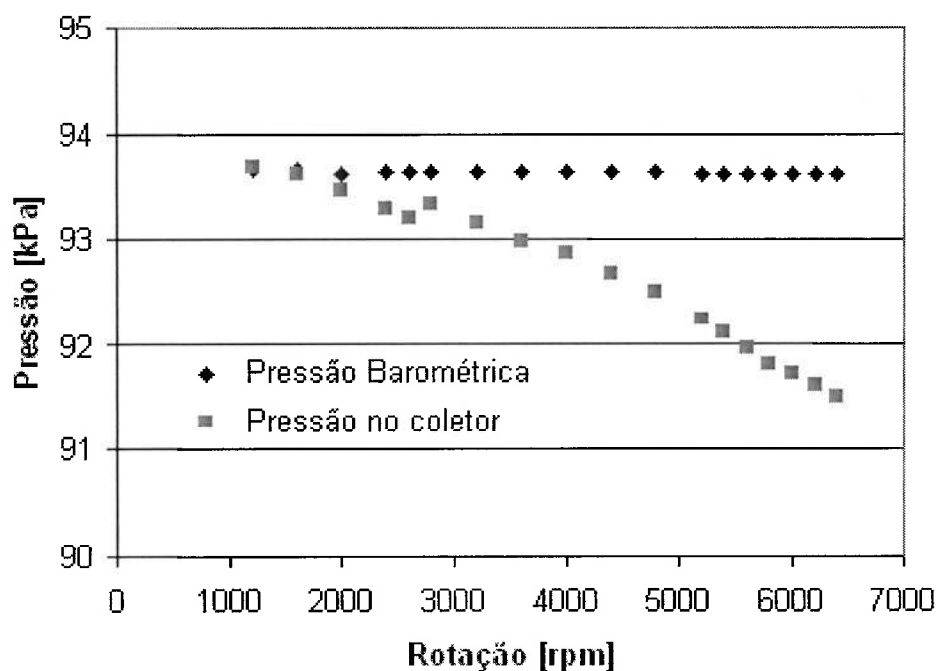


Figura 25 - Pressões barométrica e do coletor de admissão

➤ *Vazão de combustível*

A vazão volumétrica de combustível é medida diretamente neste ensaio, a Figura 26 mostra os valores medidos para cada rotação do ensaio em carga plena. As especificações do medidor de vazão utilizado são listadas nos itens abaixo (AVL, 1998).

- Tipo: PLU-121;
- Faixa de medição: 0,16l/h a 0,75l/h;
- Incerteza de medição (de acordo com DIN 1319): 0,1 % do valor medido;

O combustível utilizado neste ensaio foi uma mistura entre gasolina e álcool etílico anidro, em uma proporção de 75 % e 25 % respectivamente. A densidade do combustível é determinada por meio de testes em laboratório.

A conversão para vazão volumétrica é feita considerando a densidade do combustível, e a temperatura do combustível que é medido na linha de alimentação dos injetores. Os termopares utilizados têm a mesma especificação dos descritos anteriormente para a temperatura do ar de admissão.

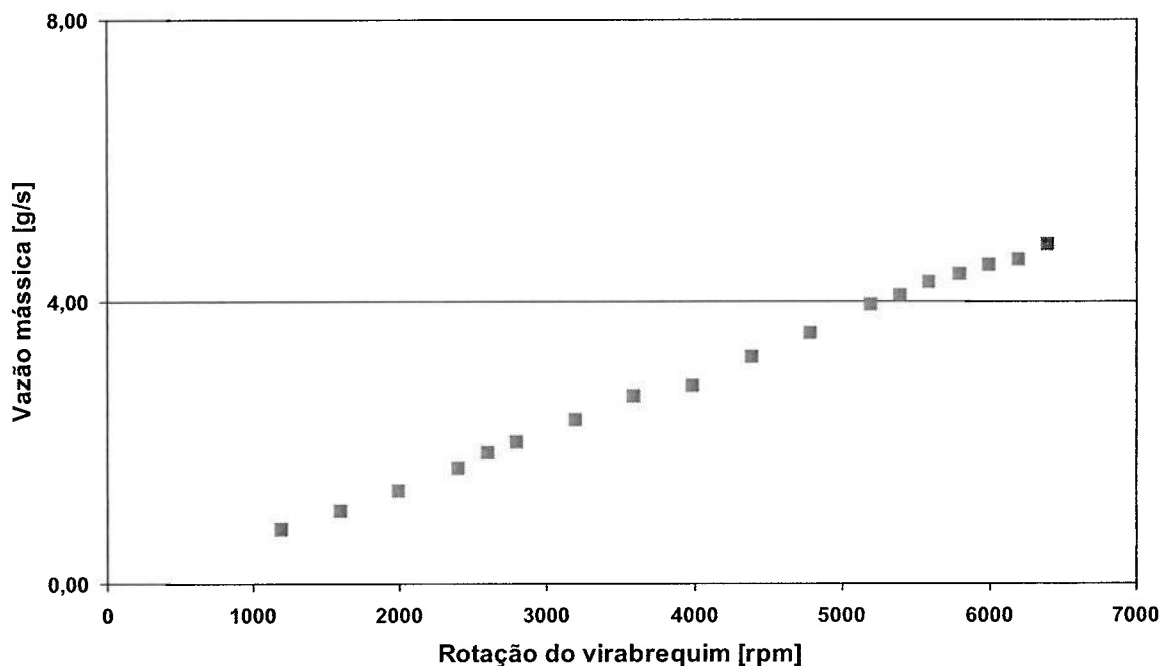


Figura 26 - Vazão mássica de combustível

➤ *Vazão de ar*

A vazão do ar de admissão é calculada a partir da vazão volumétrica de combustível e do λ . O λ medido ficou em 0.9 em todos os pontos do teste, onde o motor operava em carga plena e com mistura enriquecida. As especificações do instrumento utilizado para medir esta grandeza são mostradas nos itens abaixo.

- Tipo: Horiba Mexa-110
- Faixa de medição: 10 a 30 de A/F, 0.5 a 2.5 de λ ou 0 a 25 % de concentração de O₂;
- Acurácia: ± 0.1 do valor medido (para gasolina);

Considerando que a razão ar-combustível estequiométrica $\left(\frac{A}{F_{ST}}\right)$ entre a mistura de gasolina e etanol e o ar é de 13,4, a eq. (41) é utilizada para calcular a vazão mássica de ar.

$$\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{comb} \cdot \frac{A}{F_{ST}} \cdot \lambda \quad (41)$$

O resultado do cálculo é mostrado na Figura 27.

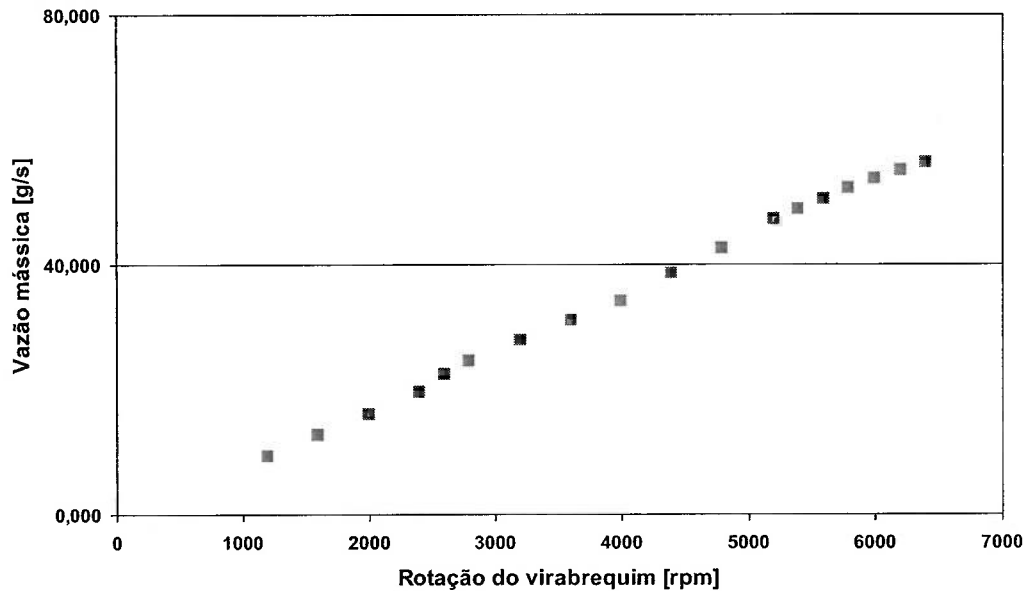


Figura 27 - Vazão mássica calculada do ar de admissão

➤ *Temperatura do gás de exaustão*

A Figura 28 mostra os cinco termopares utilizados para medir a temperatura do gás de exaustão. As quatro hastes de metal (E1 a E4) entrando em cada um dos tubos do coletor medem a temperatura a uma distância de 3 mm da face superior da válvula de exaustão. O termopar representado por E5 mede a temperatura do gás de exaustão na junção dos dutos do coletor, antes da carga do conversor catalítico.

A Figura 29 mostra os resultados da medição da temperatura do gás de exaustão no ensaio. Nele é possível avaliar os efeitos de troca de calor entre a parede dos dutos do coletor com o ar ambiente, o que intensificado em baixas rotações, dado que a área de troca de calor permanece constante enquanto que a vazão mássica, e conseqüentemente a velocidade do escoamento, aumentam.

Da mesma forma que no coletor de admissão, o valor do coeficiente de troca de calor entre o gás de exaustão e a atmosfera será determinado com base na

diferença entre as temperaturas dos pórticos de exaustão e do conversor catalítico medidas no modelo. Os termopares utilizados têm a mesma especificação dos descritos anteriormente para a temperatura do ar de admissão.

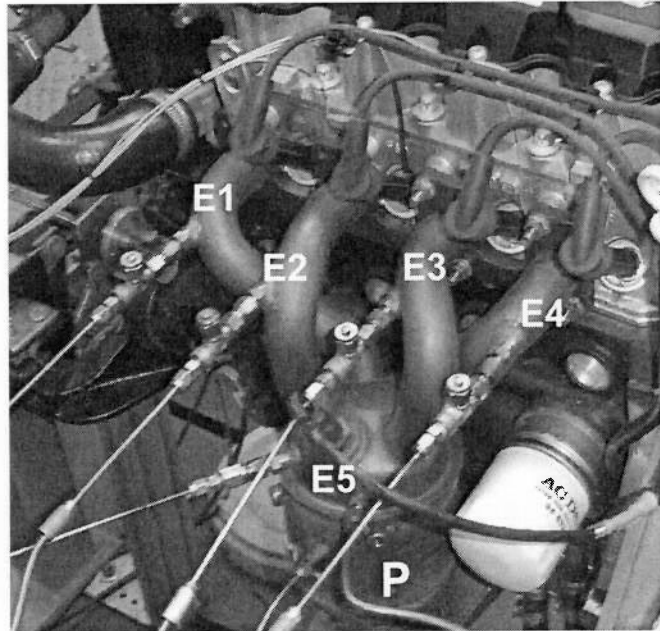


Figura 28 - Velas de ignição com transdutor de pressão incorporado e termopares para medir temperatura do gás de exaustão

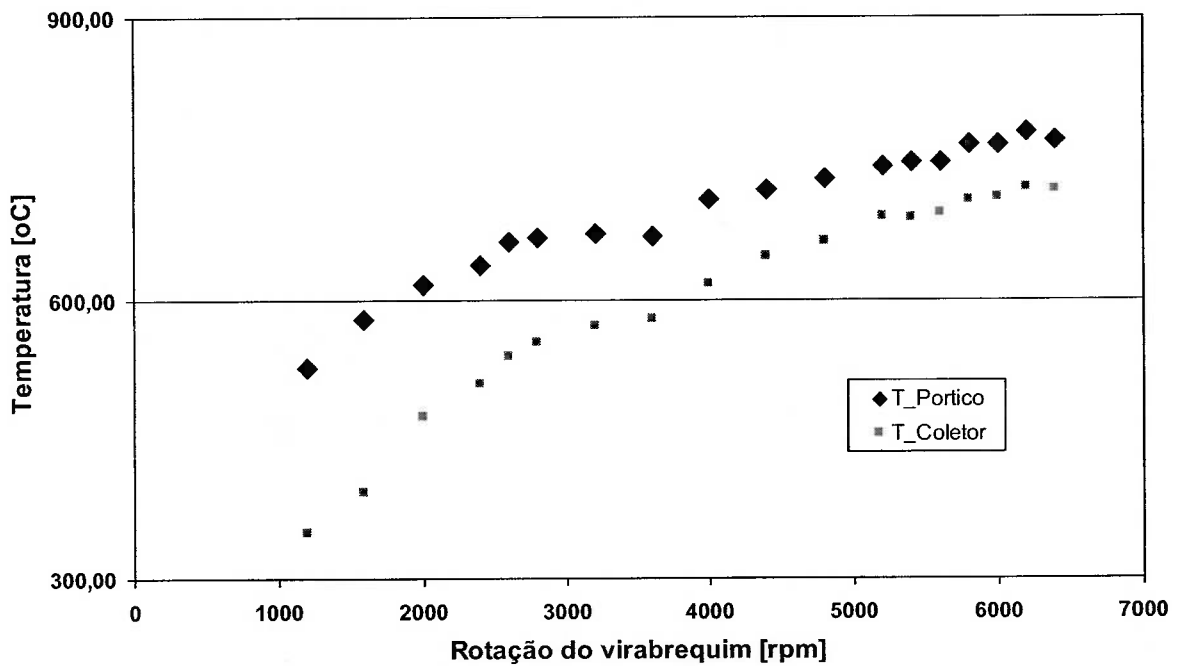


Figura 29 - Temperatura do gás de exaustão

➤ *Pressão do coletor de exaustão*

A pressão do coletor de exaustão foi medida no pleno do componente, antes do conversor catalítico. O resultado da medição é mostrado na Figura 30.

A letra *P* na Figura 28 indica a tomada de pressão que é conectada em um transdutor de pressão com as especificações listadas nos itens a seguir (GE, 2007).

- Modelo: PMP 4065;
- Limite de pressão: 2bar;
- Faixa de temperatura indicada de uso: 0° C a 50 °C;
- Acuracia combinada (histerese, não linearidade e repetitividade): $\pm 0.08 \%$ do fundo de escala;

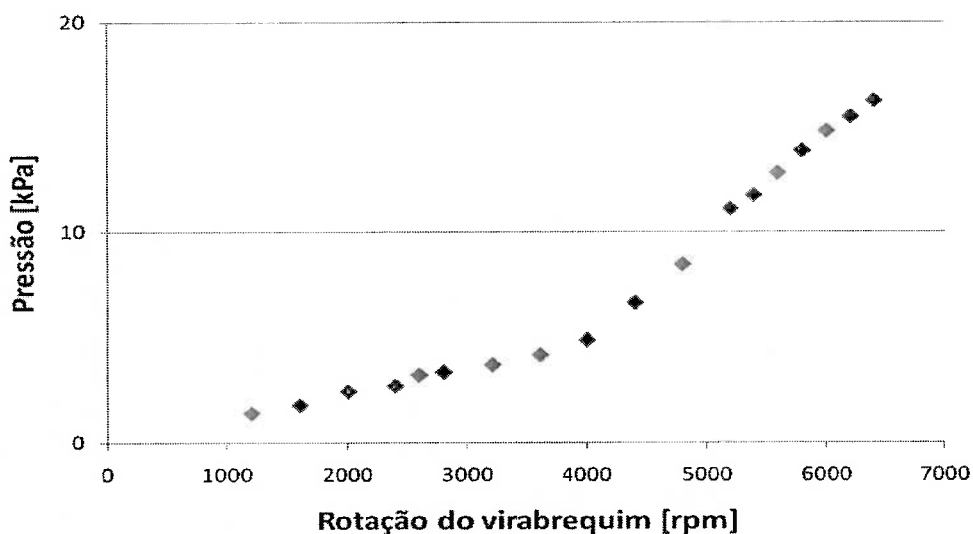


Figura 30 - Pressão do pleno do coletor de escape

➤ *Temperatura do líquido de arrefecimento e de óleo do cárter*

A temperatura do óleo foi medida por um termopar instalado na rosca do bujão de purga do cárter. A temperatura do líquido de arrefecimento foi medida logo após o bocal de saída do líquido do bloco do motor. A Figura 31 mostra as temperaturas

para cada rotação do teste. Os termopares utilizados têm a mesma especificação dos descritos anteriormente para a temperatura do ar de admissão.

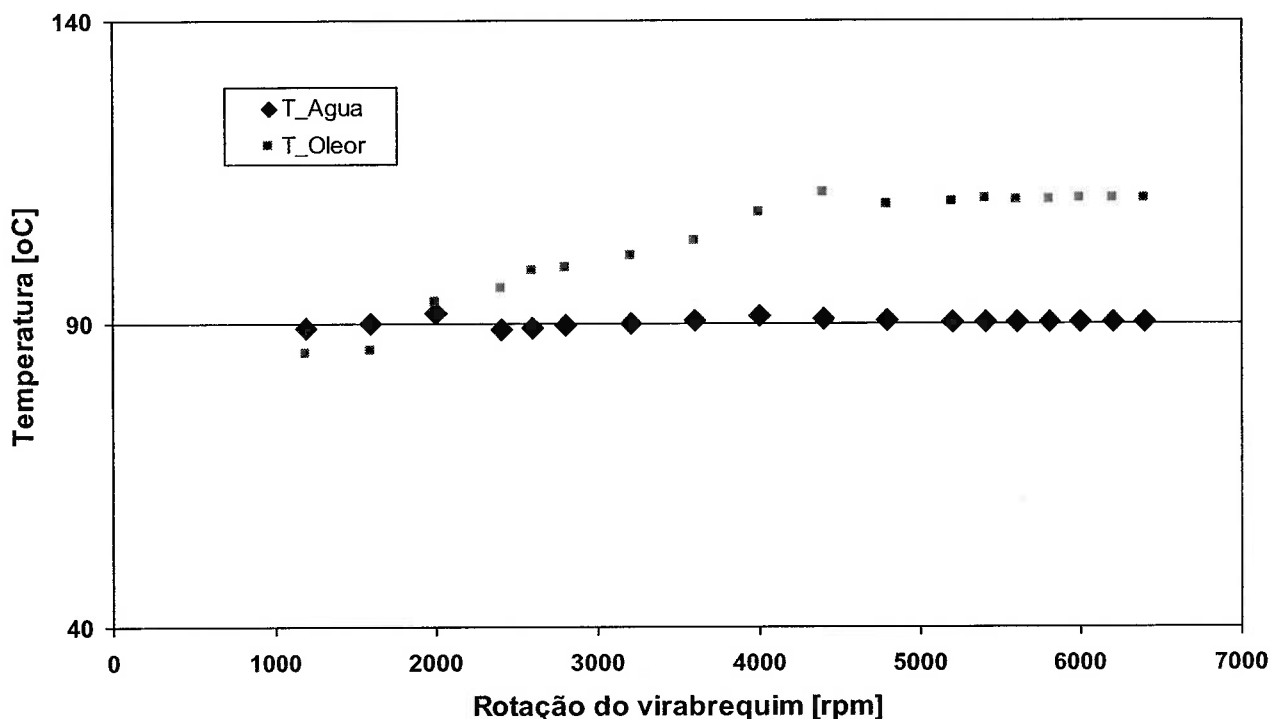


Figura 31 - Temperatura do líquido de arrefecimento e do óleo do cárter

4.4.2. Instrumentação de torque, potência e consumo específico

➤ Torque observado

Para medir o torque foi utilizado um dinamômetro hidráulico passivo que, segundo técnicos do laboratório onde foi realizada a medição, tem uma incerteza de medição de ± 1 Nm. O resultado é mostrado na Figura 32. As especificações da célula de carga utilizada no dinamômetro estão listadas no ANEXO 5.

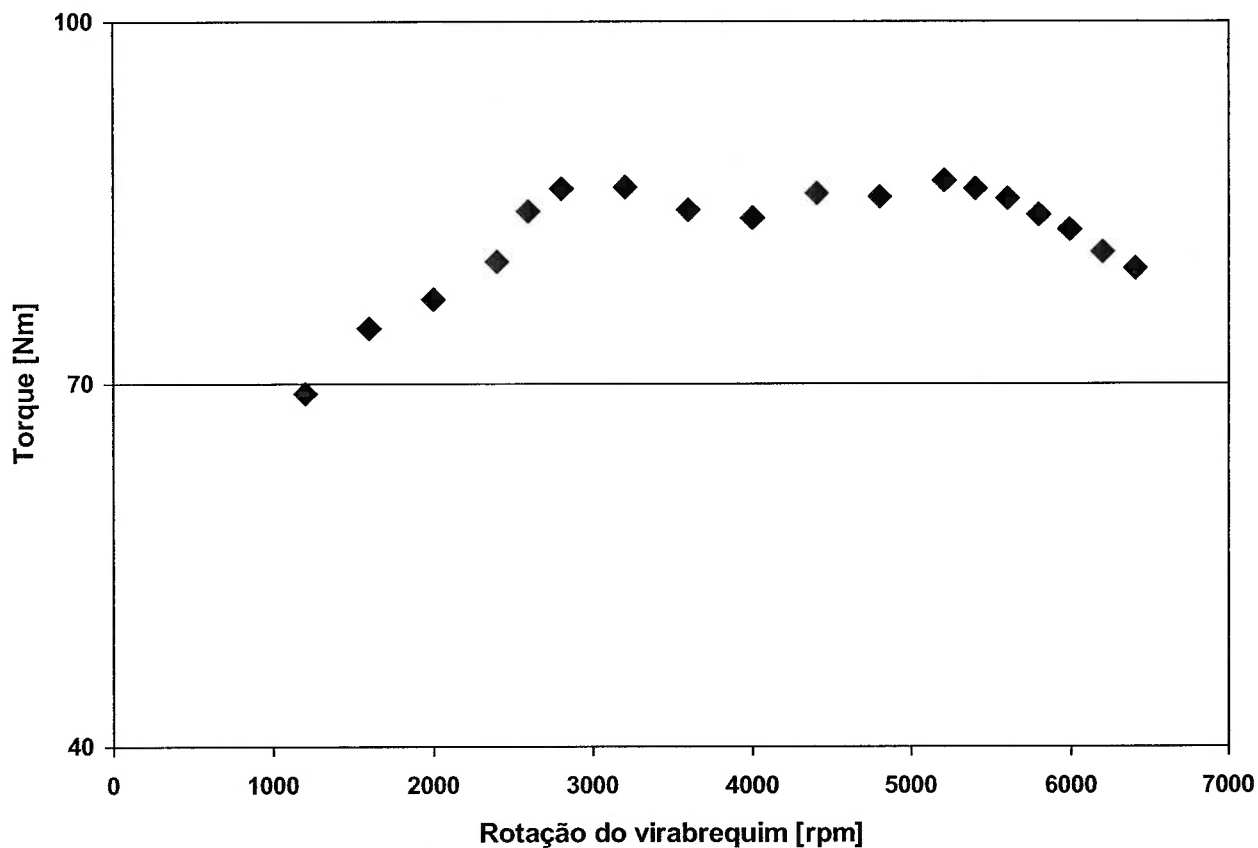


Figura 32 - Torque observado medido em dinamômetro

➤ *Potência observada*

A potência de eixo é calculada em função do torque de frenagem, utilizando a eq. (42).

$$P = \tau \cdot 2\pi \cdot \dot{\theta} \Rightarrow P[kW] = \tau[Nm] \cdot 2\pi \cdot \frac{\dot{\theta}[rpm]}{60} \cdot \frac{1}{1000} \quad (42)$$

A Figura 33 mostra a Potencia de frenagem, em kW, para cada rotação em que o motor foi testado.

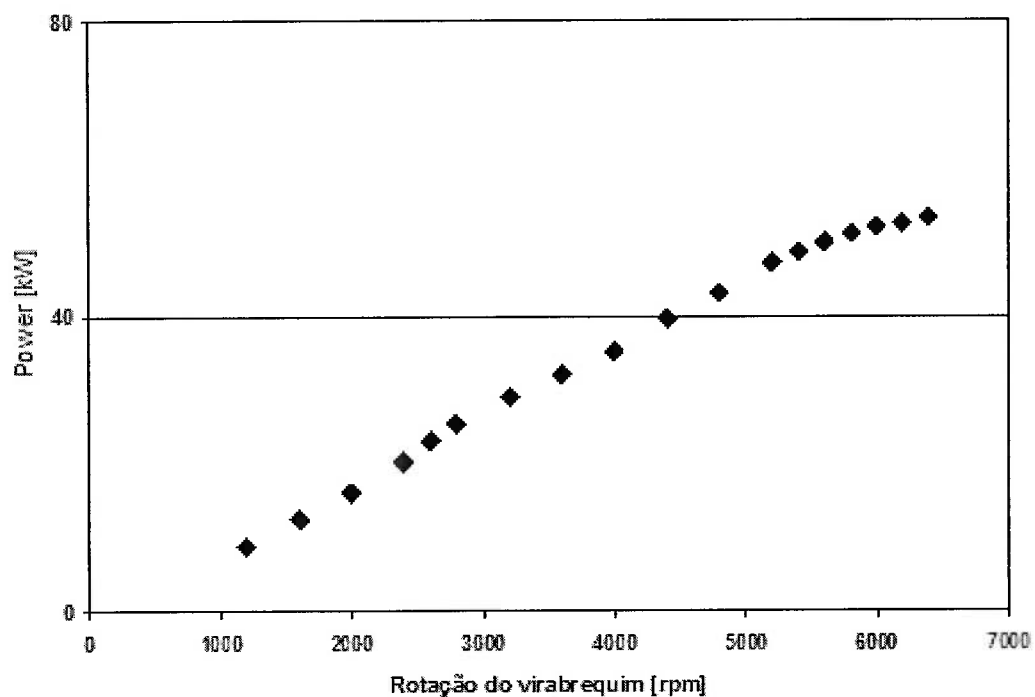


Figura 33 - Potência observada

➤ *Consumo específico*

O consumo específico calculado em função da potência de eixo e da vazão de combustível, como mostrado na eq. (7), é mostrado na Figura 32.

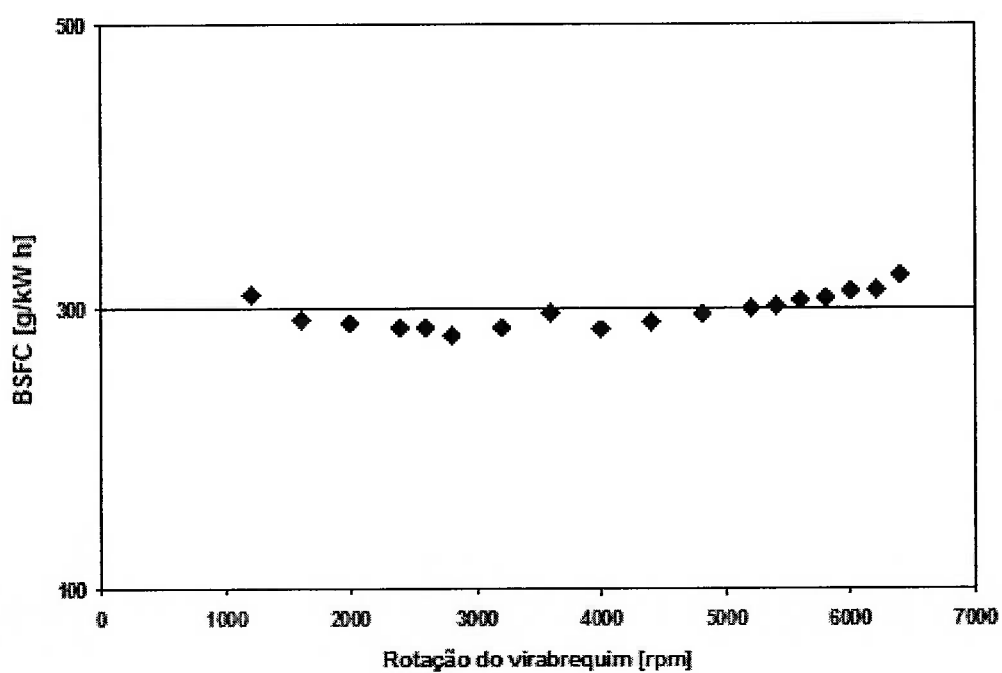


Figura 34 - Consumo específico

4.4.3. Instrumentação das variáveis derivadas da pressão de cilindro

A Figura 35 mostra uma foto e um desenho com detalhe em corte da vela com sensor piezelétrico de pressão de cilindro acoplado. A Figura 28 mostra a instalação da vela no motor.

O sinal elétrico gerado pelo transdutor é enviado a um processador, que integra os dados de combustão com o sistema de processamento de dados do dinamômetro. As especificações deste instrumento estão no Anexo 2.

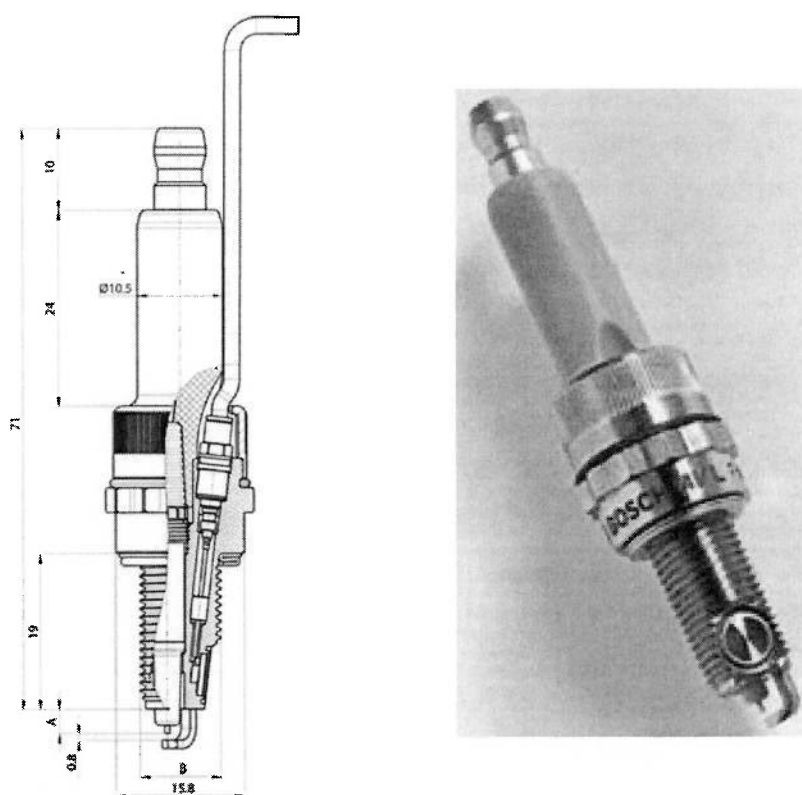


Figura 35 - Velas com sensor piezelétrico de pressão de cilindro integrado

➤ Pressões médias efetivas indicada e bruta

A Figura 36 mostra a pressão média indicada líquida, IMEP720, e a pressão média indicada bruta, IMEP360. Estes valores foram obtidos integrando a pressão de cilindro nas devidas fases de um ciclo em função do volume.

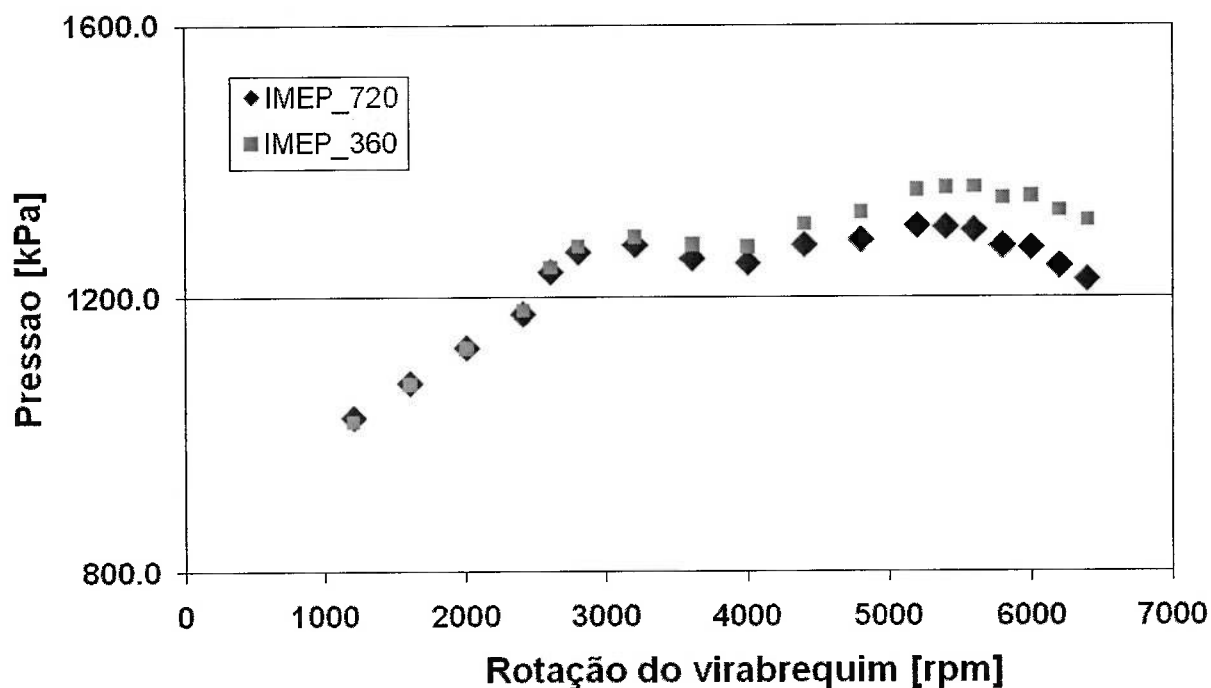


Figura 36 - Pressões médias efetivas indicada e bruta

A diferença entre as duas curvas de IMEP mostra o crescimento do PMEP com o aumento da rotação do motor, o que é esperado, pois a vazão de ar aumenta proporcionalmente à velocidade angular do virabrequim.

➤ *Pressão média efetiva de atrito*

O modelo de atrito utilizado no GT-Power é definido em função da soma dos atritos individuais de todos dos componentes móveis do motor que consomem energia gerada pela combustão. Como não há dados de ensaio para caracterizar o atrito dos componentes, a eq. (6) será utilizada para definir o valor da pressão média efetiva de atrito, que é o parâmetro direto de entrada considerado pelo GT-Power para caracterizar o modelo de atrito.

O BMEP será calculado utilizando a eq. (5). Os dados do torque de frenagem considerados no cálculo são os obtidos no ensaio do motor, mostrados na Figura 32. O IMEP considerado é o valor obtido no teste e mostrado Figura 36.

5. Validação do modelo do motor em GT-Power

Os subitens a seguir mostram a comparação dos resultados obtidos pela simulação do modelo do motor em GT-Power com os valores obtidos no teste real do motor executado em laboratório. O motor será considerado validado quando a diferença percentual entre cada um dos parâmetros do motor e do modelo ficar entre $\pm 3 \%$, seguindo orientação estabelecida por GAMMA (2006).

Os subitens a seguir discutem os resultados de cada um dos parâmetros considerados na validação do modelo. Neles o gráfico superior de cada uma das figuras mostra os resultados obtidos no teste real (linha tracejada) e os resultados obtidos pelo modelo em GT-Power (linha cheia). O gráfico inferior de cada uma das figuras mostra o valor da diferença percentual entre o teste real do motor e o resultado da simulação no GT-Power.

5.1. Pressão estática no coletor de admissão (MAP)

As perdas de carga do sistema de admissão podem ser divididas em quatro parcelas principais. A perda de carga singular devida à válvula de aceleração, que foi definida no ensaio descrito no item 4.3.1, a perda de carga distribuída devida ao atrito com as paredes dos condutos, que são desprezadas neste modelo por serem muito menores que as demais, as perdas de carga singulares em cada uma das curvas dos condutos e nas expansões e contrações do ar no sistema de indução, que são calculadas pelo modelo de mecânica dos fluidos do GT-Power e, finalmente, a perda de carga singular devida ao elemento do filtro de ar. Esta última é a única que não foi caracterizada por ensaio e que também não pode ser definida por nenhum modelo físico do GT-Power, dado que o software não é capaz de simular os efeitos tridimensionais do escoamento neste componente. Por isto, ela será utilizada como elemento de ajuste para correlacionar a pressão de coletor (MAP) resultante do modelo com os valores obtidos pelo teste do motor.

Para adequar a perda de carga aos dados experimentais, o diâmetro do orifício que representa as perdas de carga induzidas pelo elemento do filtro de ar foi ajustado, buscando ajustar a curva experimental à curva do modelo numérico do motor.

A Figura 37 mostra o erro relativo entre os dados experimentais e os resultados da simulação da pressão estática no coletor de admissão. Estas diferenças são pequenas, abaixo de 0,3 % em todos os pontos considerados no modelo, evidenciando que as perdas de cargas do sistema de admissão foram representadas de forma adequada no modelo do motor.

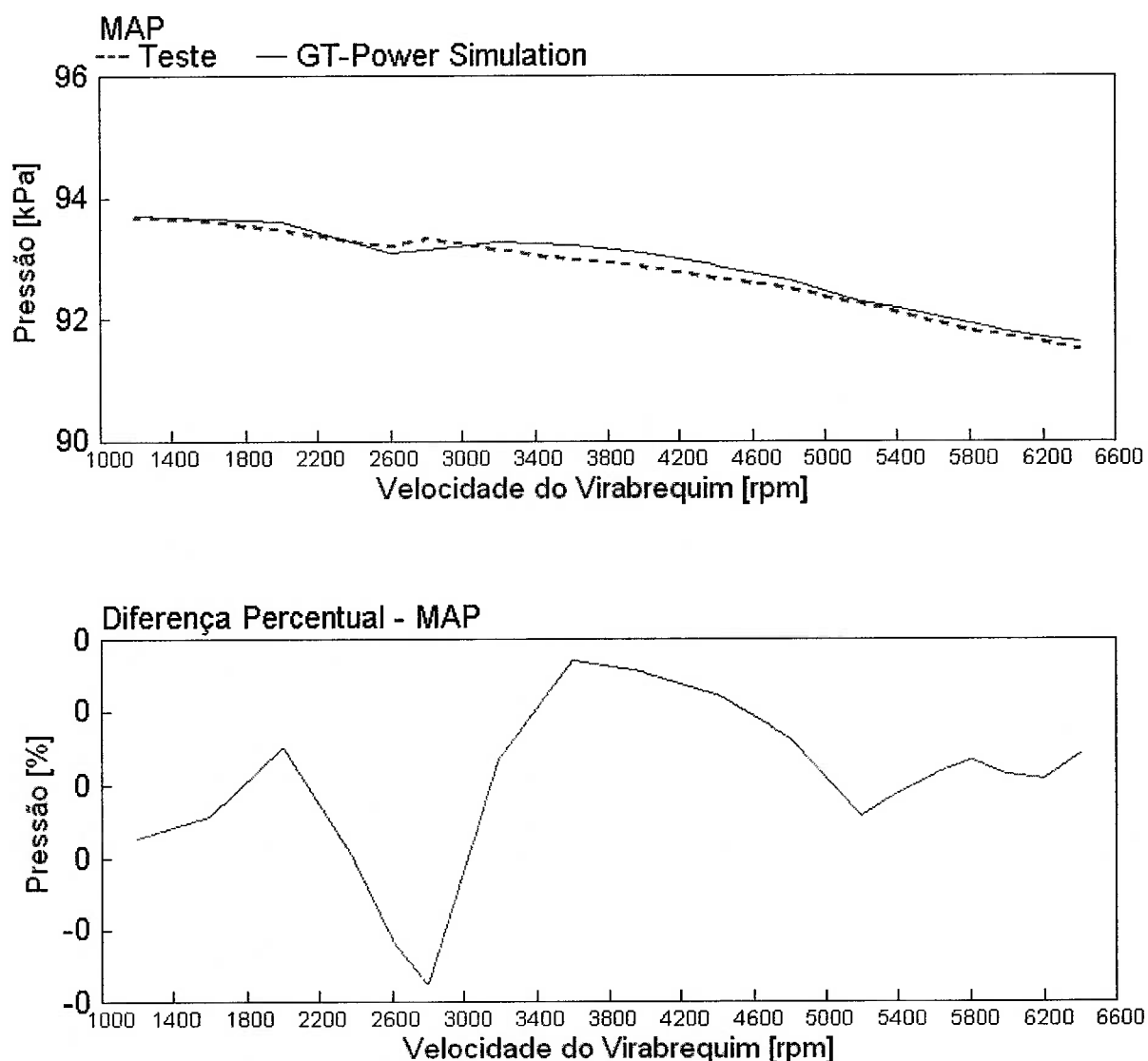


Figura 37 - Pressão estática no coletor de admissão (MAP)

5.2. Temperatura do ar no p3rtico de admiss3o

A temperatura do ar no p3rtico de admiss3o 3 utilizada para definir a troca de calor por convec33o entre o ar de admiss3o e a atmosfera. O coeficiente de troca de calor que define este fen3meno 3 ajustado de forma que a temperatura do p3rtico de admiss3o do modelo fique dentro da margem de toler3ncia de correla33o do modelo, como mostrado na Figura 38. A diferen3a menor que 1.5 % entre os valores de temperatura do p3rtico medido e experimental mostra que as caracter3sticas de troca de calor est3o devidamente consideradas no modelo do sistema de indu33o.

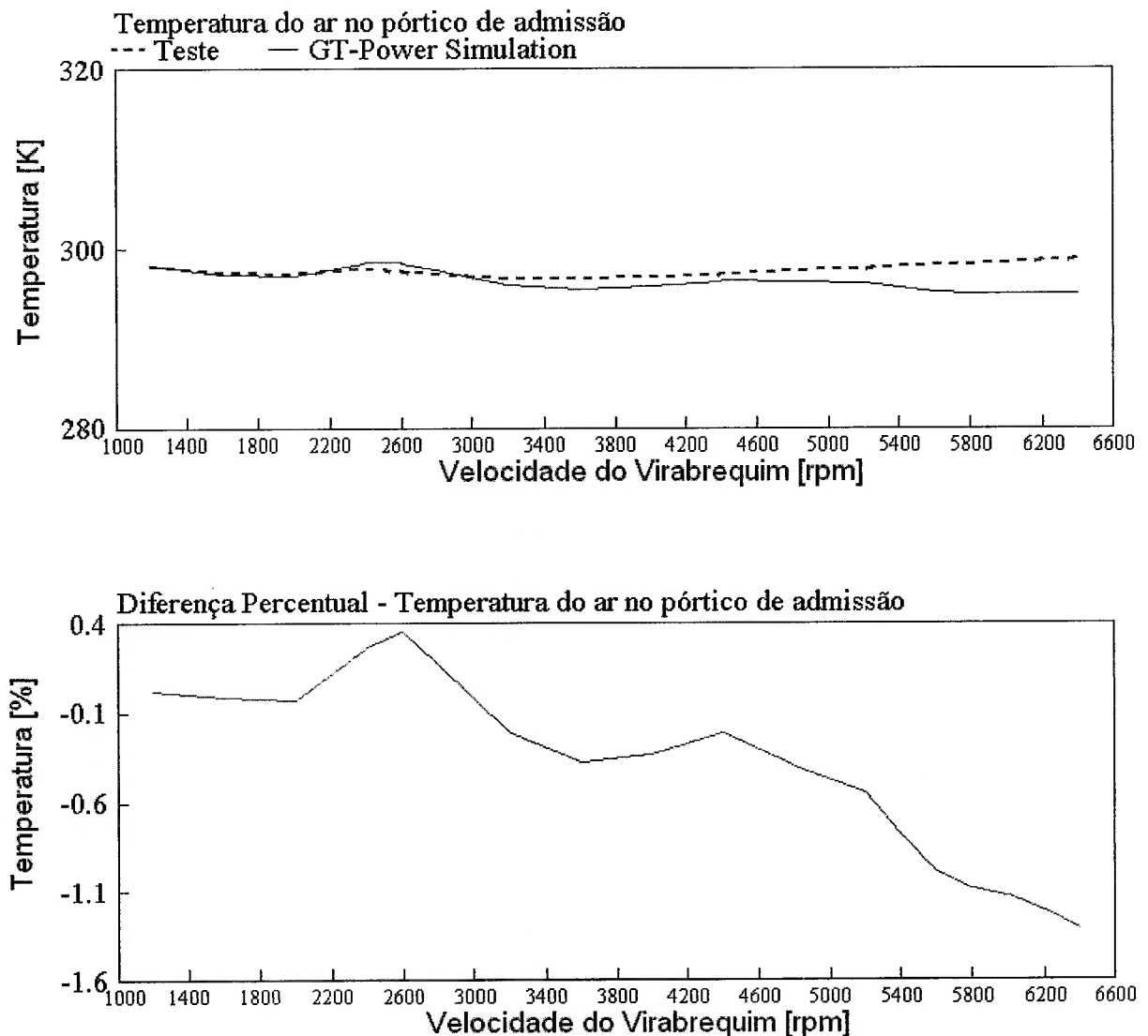


Figura 38 – Temperatura do ar no p3rtico de admiss3o

5.3. Temperatura do ar no p3rtico de exaust3o

As caracter3sticas do escoamento dos gases de exaust3o pelos p3rticos fazem com que a medi3o da temperatura neste ponto seja menos trivial que a medi3o de temperatura nos sistemas de indu3o, o que pode ser justificado pelos seguintes fatores:

- Alto 3ndice de turbul3ncia;
- G3s com temperatura elevada (cerca de 1000 K);
- Intensifica3o dos fen3menos de troca de calor com a parede do bloco (G3s de exaust3o a cerca de 1000K e a 3gua de refrigera3o a cerca de 363K);

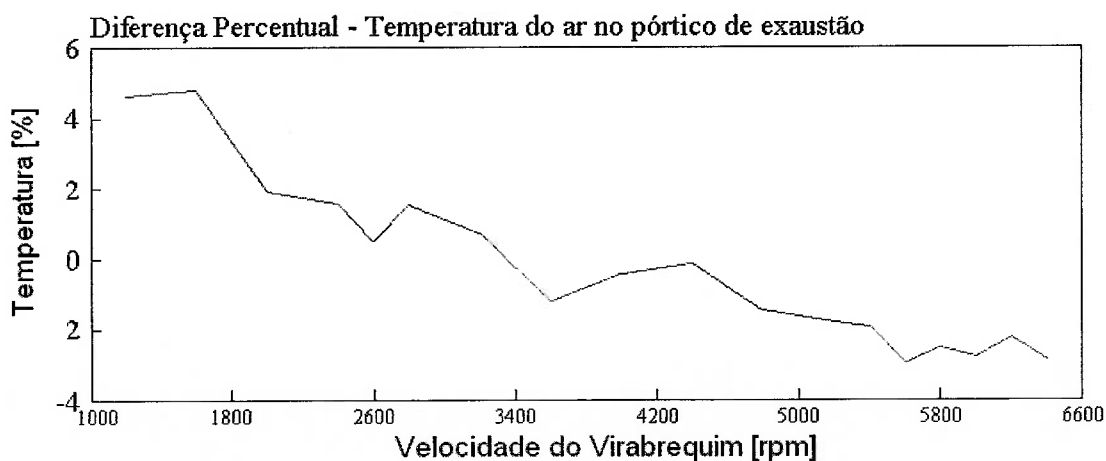
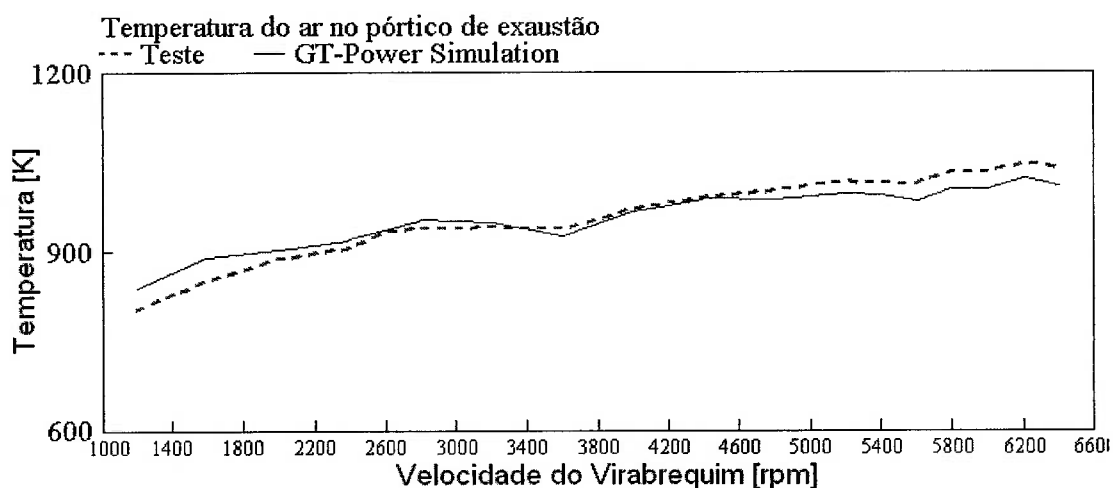


Figura 39 – Temperatura do ar no p3rtico de exaust3o

Para adequar o coeficiente de troca de calor entre o gás de escape e a água de resfriamento do cabeçote a temperatura do ar no pórtilco de exaustão foi utilizada como referência. A diferença percentual entre os valores medidos e os valores obtidos pela simulação alcançaram 5 % em alguns pontos, porém isto foi considerado aceitável, dada a maior incerteza dos resultados da medição da temperatura dos gases nos pórtilcos de exaustão.

5.4. Temperatura do ar no pleno conversor catalítico

Como na medição da temperatura dos gases nos pórtilcos de exaustão, as características do escoamento dos gases de exaustão no pleno do conversor catalítico também acarretam em problemas com a medição da temperatura dos gases. Neste caso tais fenômenos podem ser atribuídos:

- Alto índice de turbulência devido à expansão abrupta dos gases que saem do tudo do coletor de exaustão, de cerca de 30 mm de diâmetro na seção transversal, e entram na câmara do conversor catalítico, com cerca de 120 mm de diâmetro na seção transversal;
- Gás com temperatura elevada (cerca de 1000 K);
- Intensificação dos fenômenos de troca de calor com a parede do coletor de exaustão e do conversor catalítico (Gás de exaustão a cerca de 1000K e o ar atmosférico a cerca de 300K);

Da mesma forma que no coletor de admissão, o coeficiente de troca de calor por convecção entre o gás de escape que passa pelos dutos do coletor de escape e a atmosfera foi ajustado utilizando como referência a diferença entre a temperatura do gás de exaustão no pleno do conversor catalítico calculada no modelo e a medida no teste do motor real.

A diferença percentual entre os valores medidos e os valores obtidos pela simulação alcançaram quase 14 % em alguns pontos, porém isto foi considerada aceitável, dada a maior incerteza dos resultados da medição da temperatura dos gases nos pórtilcos de exaustão.

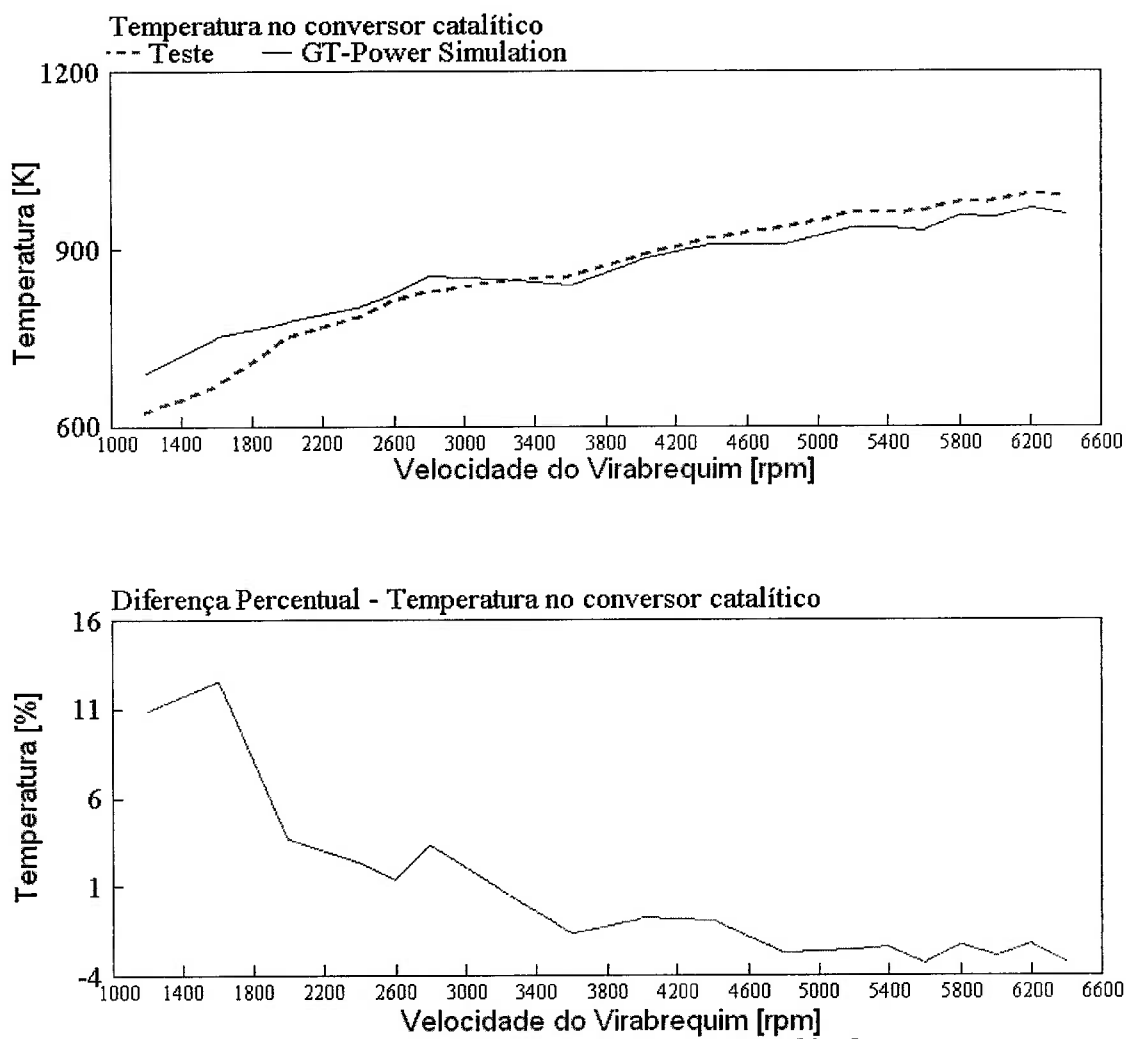


Figura 40 – Temperatura do ar no conversor catalítico

5.5. Vazão mássica de ar pelo sistema de indução (MAF)

Após o ajuste dos coeficientes de troca de calor de admissão e escape e a pressão estática no coletor de admissão, a vazão do ar calculada pelo modelo deve estar próxima ao valor medido no teste do motor real se o modelo, caso contrário, o modelo deve apresentar alguma variável que precisa ser revista.

A Figura 41 mostra a vazão mássica do ar da admissão. Os valores obtidos pelo modelo estão com menos de 3 % de diferença com relação ao valor calculado da vazão de ar pela vazão de combustível, exceto por um ponto a 3600 rpm. A diferença percentual maior apenas neste ponto pode evidenciar que as características de *tuning* nesta rotação não foram devidamente capturadas. Apesar

disto, não foi executada nenhuma alteração no modelo, pois o valor não está muito acima do limite estabelecido de 3 %.

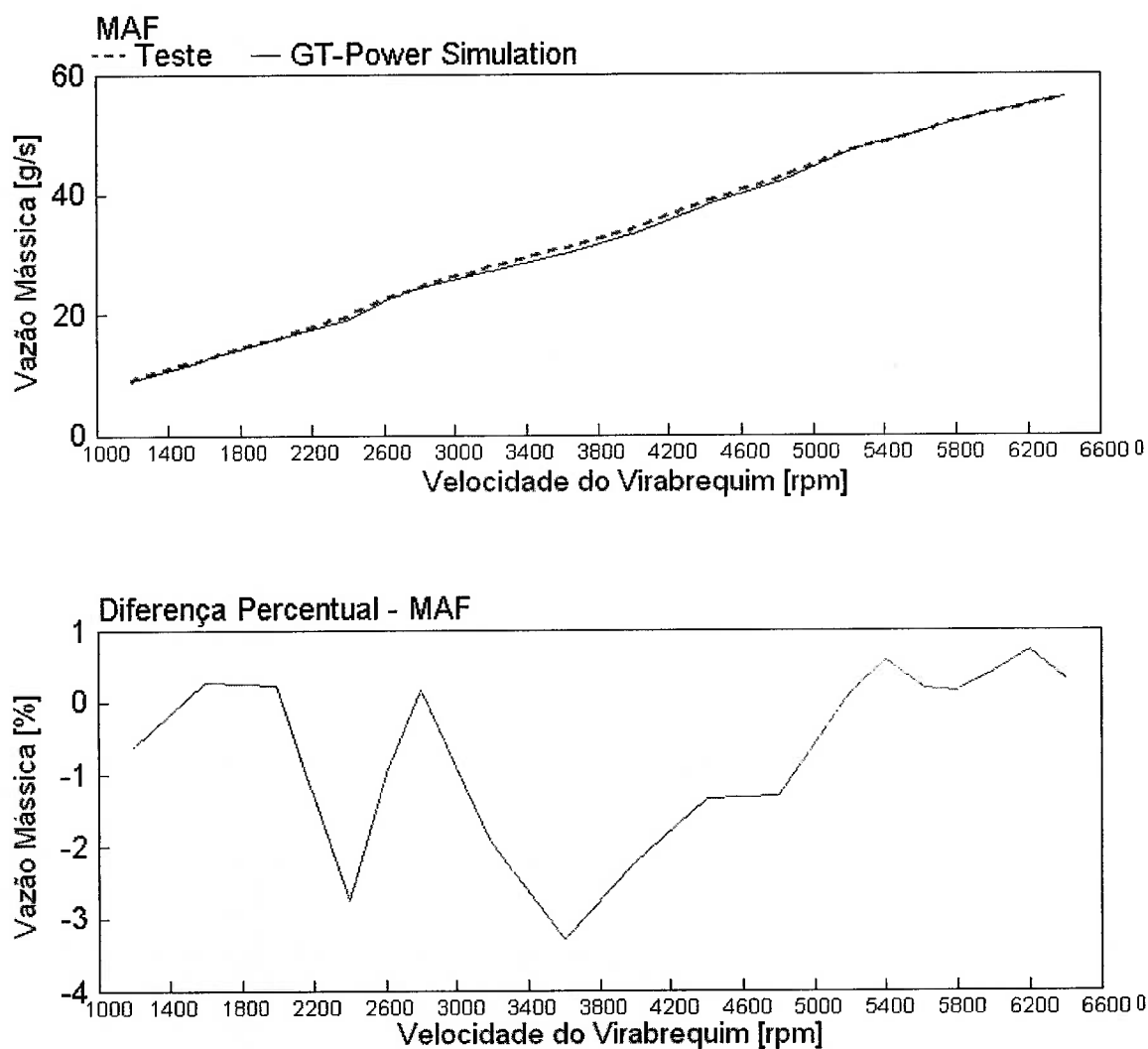


Figura 41 - Vazão mássica de ar pelo sistema de indução (MAF)

5.6. Eficiência Volumétrica

A Figura 42 mostra o erro relativo entre os dados experimentais e os resultados da simulação da eficiência volumétrica do motor. A eficiência volumétrica é diretamente dependente da vazão de ar no sistema de indução, como mostrado na eq. (8). Desta forma, as diferenças percentuais entre o modelo e os dados do teste do motor real são muito próximas das obtidas na vazão de ar, portanto as mesmas considerações podem ser feitas.

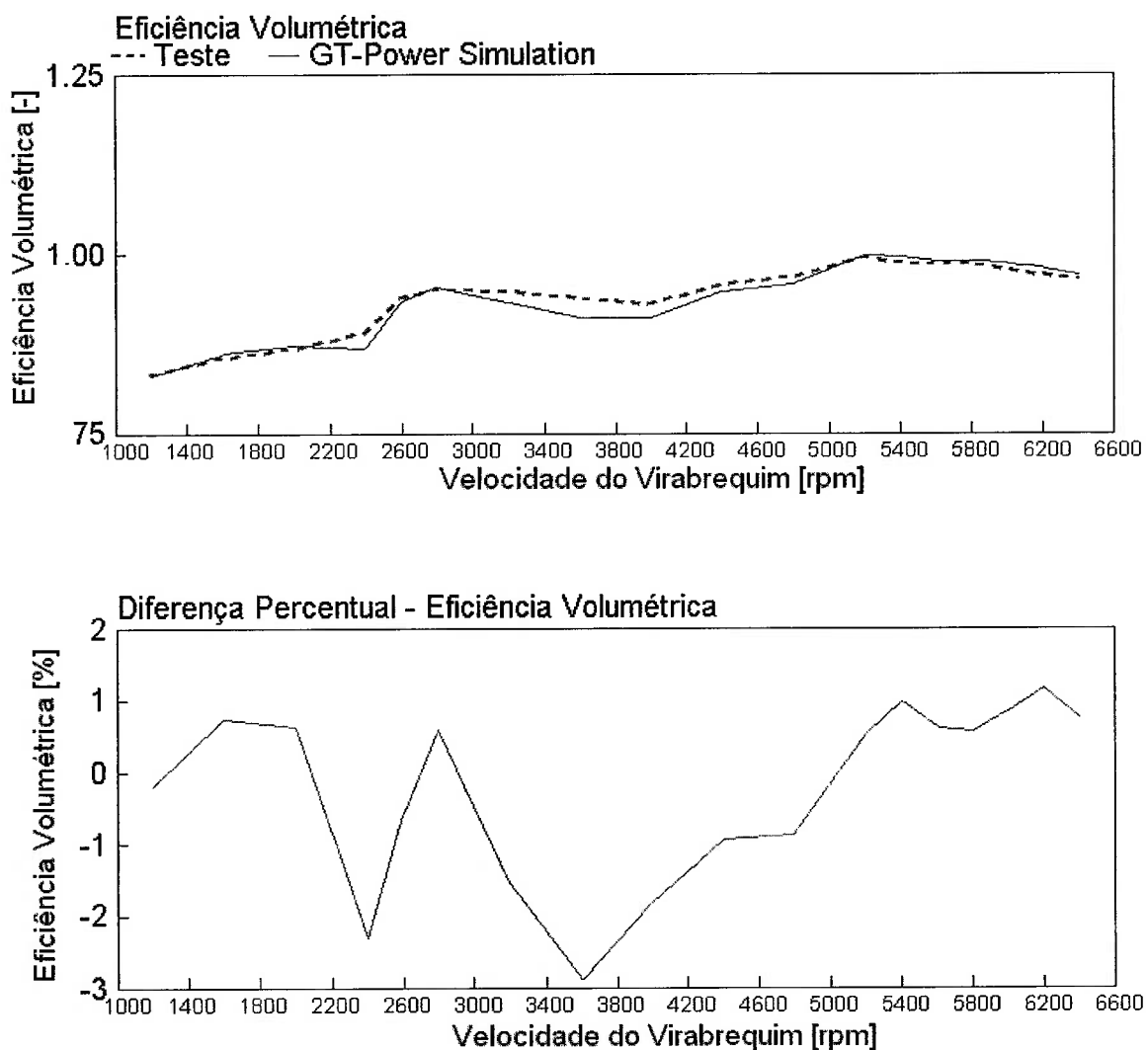


Figura 42 - Eficiência Volumétrica

5.7. Vazão mássica de combustível

O GT-Power calcula a vazão de combustível com base na vazão de ar pelo código CFD unidimensional e na razão ar/combustível, que é parâmetro de entrada do modelo. Como a vazão de ar utilizada para validar o modelo é calculada com base na vazão de combustível medida durante o teste, a vazão de combustível do modelo será função direta da vazão de ar do modelo. Esta relação fica evidente quando os valores das diferenças percentuais entre as vazões de combustível no

teste e do modelo, que é mostrada na Figura 43, e as diferenças percentuais da vazão de ar entre o teste e o modelo são comparadas.

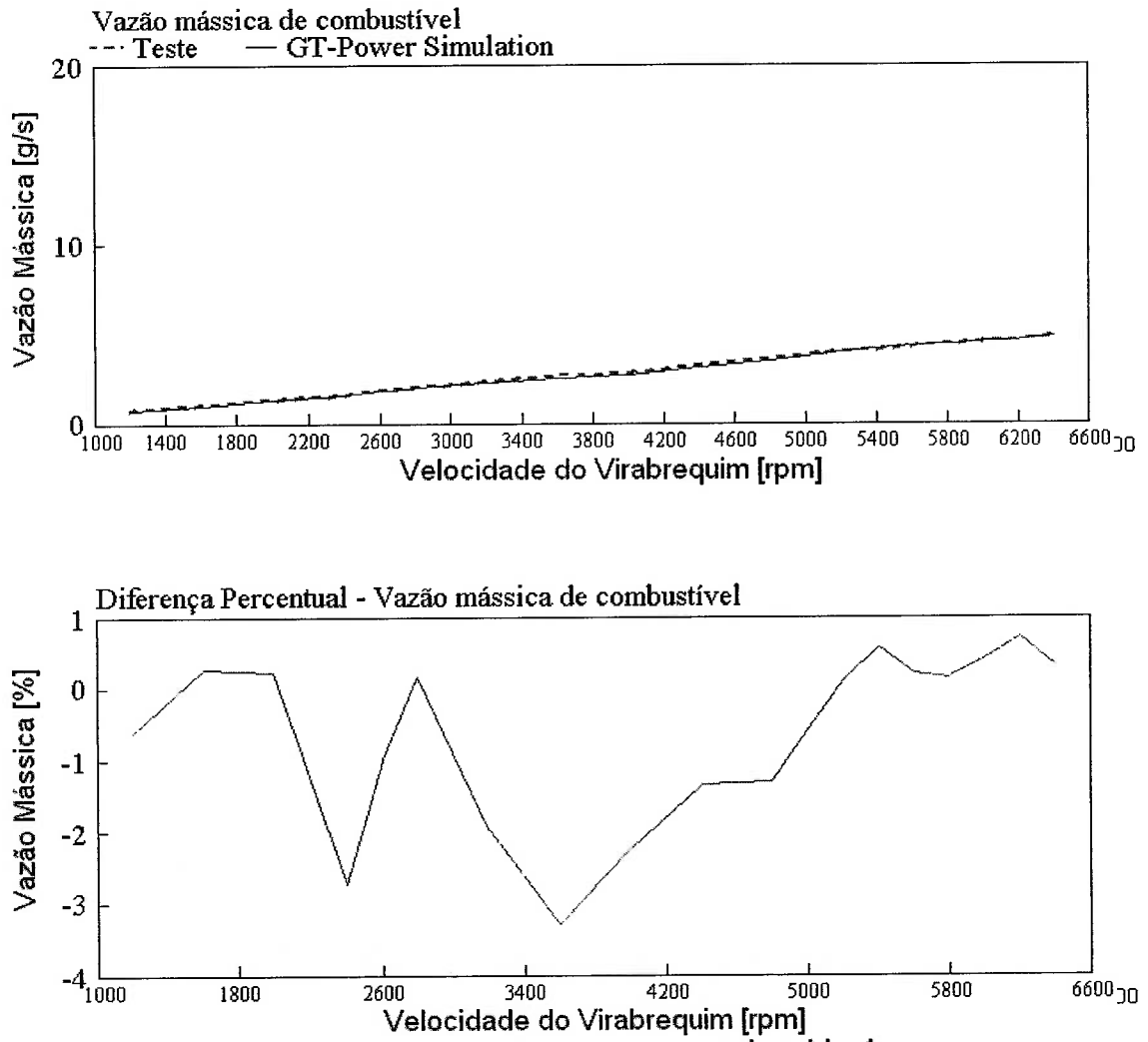


Figura 43 – Vazão mássica de combustível

5.8. Pressão estática no coletor de exaustão

A pressão do coletor de exaustão é ajustada com base em um orifício fixo posicionado antes do silencioso traseiro, como mostrado na Figura 12.

A Figura 44 mostra a diferença percentual obtida entre o valor do teste e o valor do modelo em GT-Power. O orifício foi ajustado visando minimizar os valores da diferença percentual, que ficou entre $\pm 1,8\%$, a diferença sutil entre o perfil das curvas do teste e do modelo em GT-Power evidencia que os efeitos de *tuning* não

foram capturados perfeitamente, porém dentro do limite de um modelo CFD unidimensional, que não consegue reproduzir os efeitos tridimensionais do escoamento no motor real.

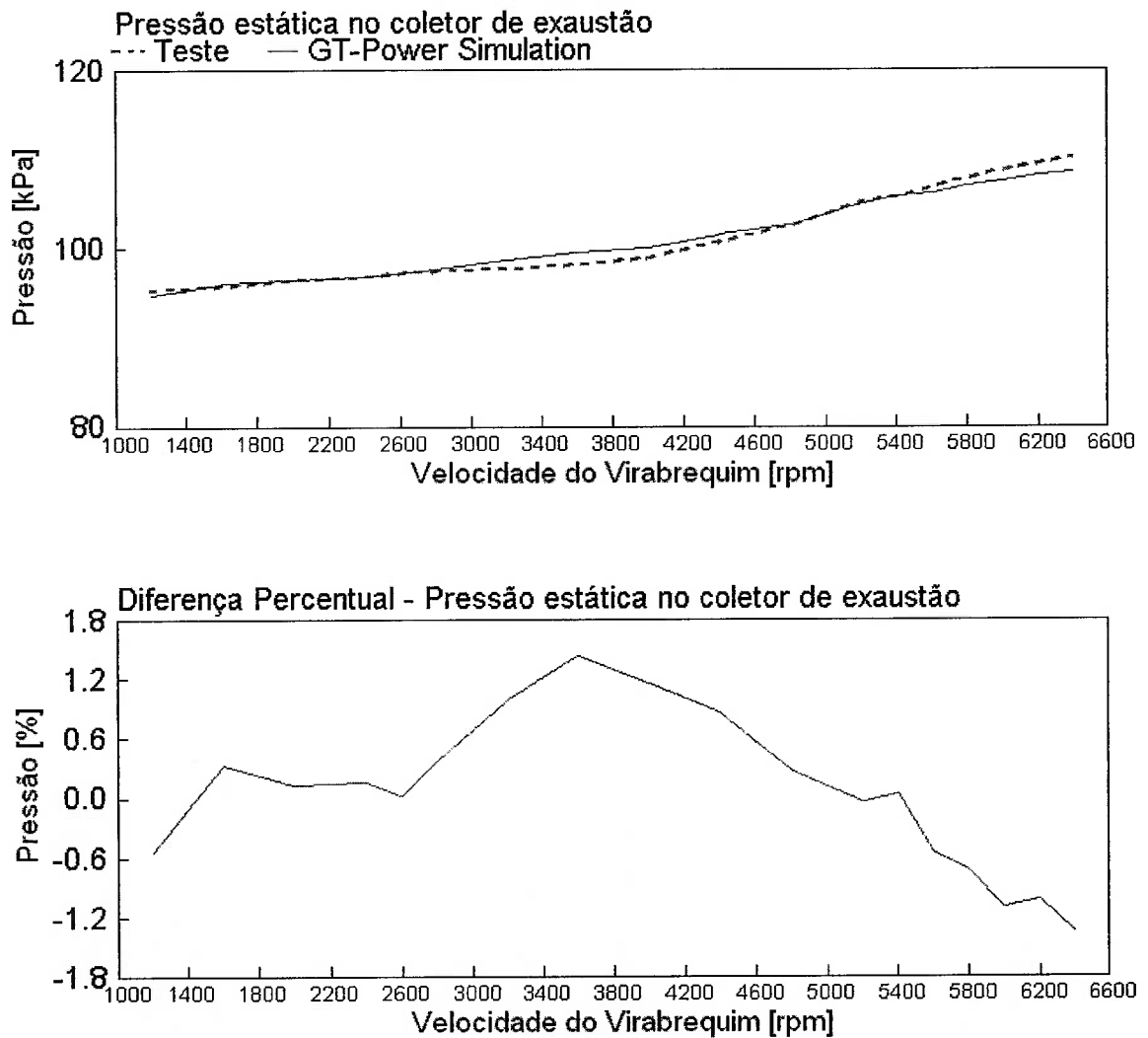


Figura 44 – Pressão estática no coletor de exaustão

5.9. Posição do ponto de máxima pressão de cilindro (LPP)

O modelo de combustão disponibilizado pelo GT-Power e utilizado neste modelo define de forma indireta a localização do pico de pressão de cilindro quando ajusta a função de Wiebe nos pontos de 10 %, 50 % e 75 % de combustão da mistura de ar e combustível.

Alguns ajustes nos valores do ponto de 50 % da combustão (CA50) foram necessários para compensar as oscilações de pressão durante a medição da pressão do cilindro. Estes ajustes foram realizados de acordo com a metodologia mostrada na Figura 38.

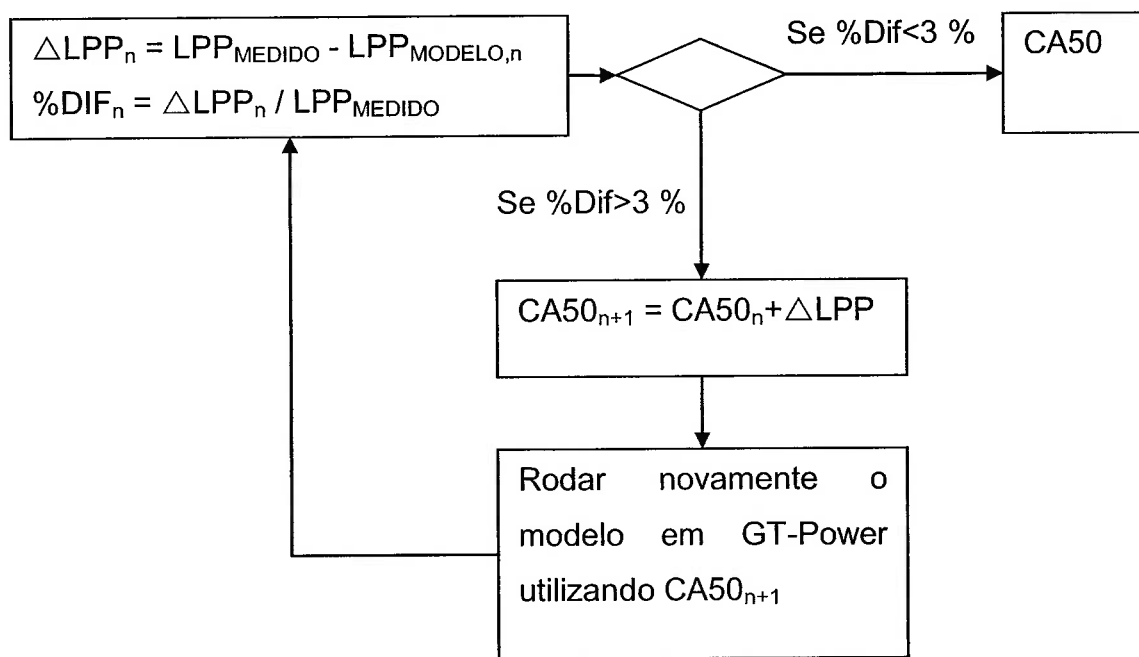


Figura 45 - Diagrama de blocos da metodologia para ajustar CA50

O CA50 é ajustado até que o LPP simulado esteja com uma diferença menor do que $\pm 3\%$ do valor experimental.

A Figura 46 mostra o resultado final do ajuste dos valores de CA50 para correlação do LPP, onde é possível verificar que a diferença percentual entre o LPP medido e o experimental ficou dentro da faixa de $\pm 3\%$.

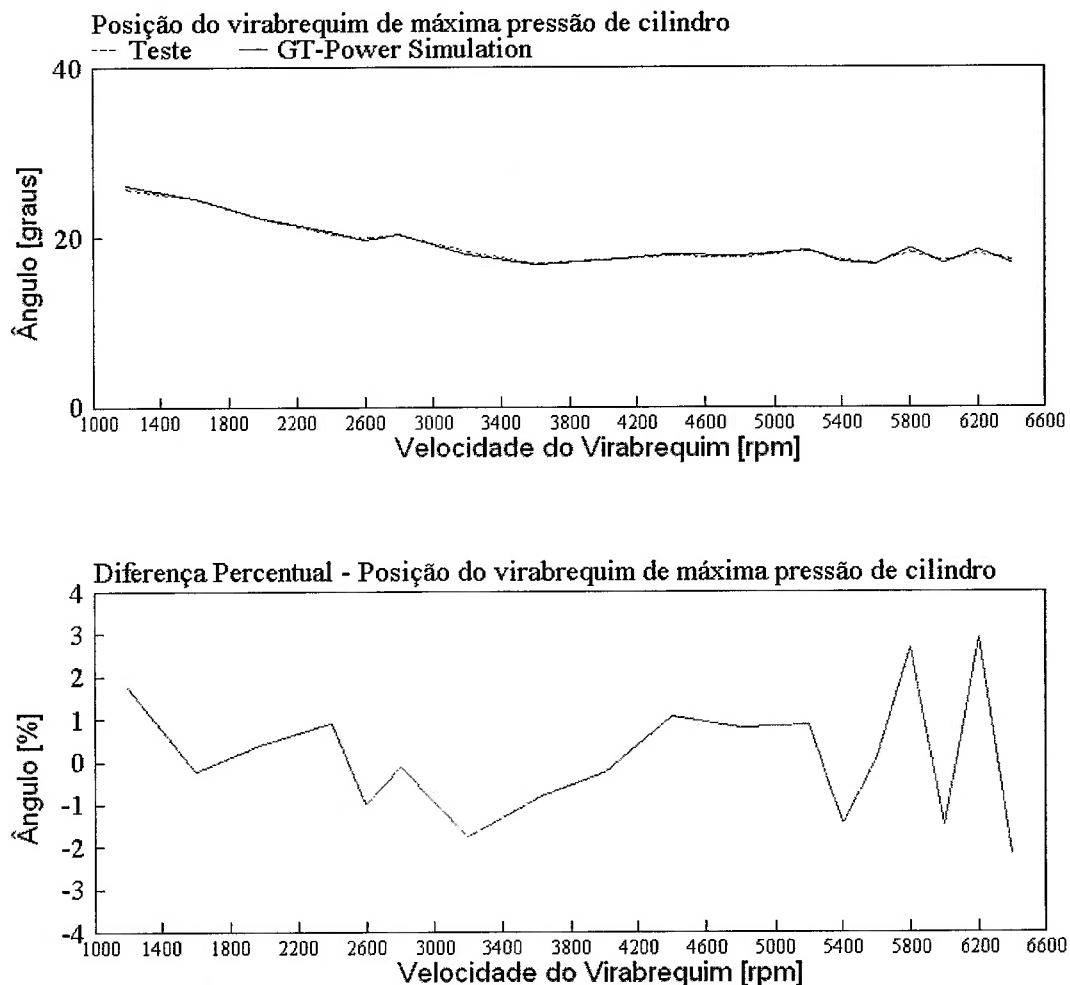


Figura 46 - Posição do virabrequim de máxima pressão de cilindro

5.10. IMEP 360 e 720

O IMEP 360 e o IMEP 720 são diretamente dependentes da vazão de ar pelo sistema de indução e das variáveis de combustão do modelo de Wiebe. Por esta razão, a vazão de ar deve ser correlacionada com os resultados do teste antes do IMEP.

Devido às maiores incertezas e à variabilidade do próprio fenômeno de combustão, será considerada uma tolerância maior para a diferença percentual, estabelecendo-se em uma faixa de $\pm 5\%$.

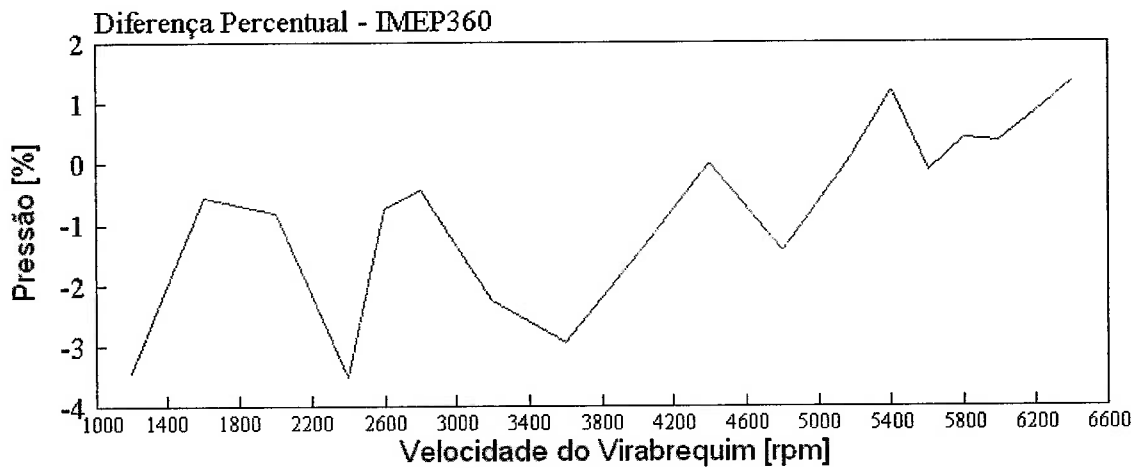
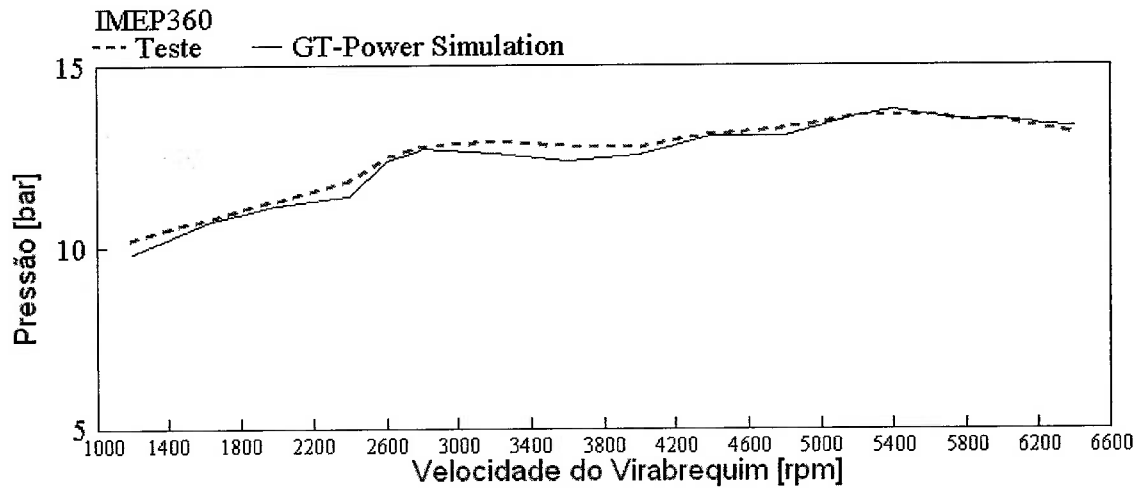


Figura 47 – IMEP 360

A Figura 47 mostra a diferença percentual entre o IMEP 360 medido e o simulado, que ficou num valor entre -3,5 % e 1,5 %, portanto, dentro da faixa de tolerância estabelecida.

O IMEP 720 representa a energia gerada nos 720 graus em um ciclo completo do motor. Basicamente, o IMEP 720 é a soma do IMEP 360 com as perdas de bombeamento no sistema de indução e escape (PMEP).

A Figura 48 mostra o valor das diferenças percentuais entre o IMEP 720 medido e o simulado, que está -4,5 % e 1 %, portanto, dentro da tolerância estabelecida previamente.

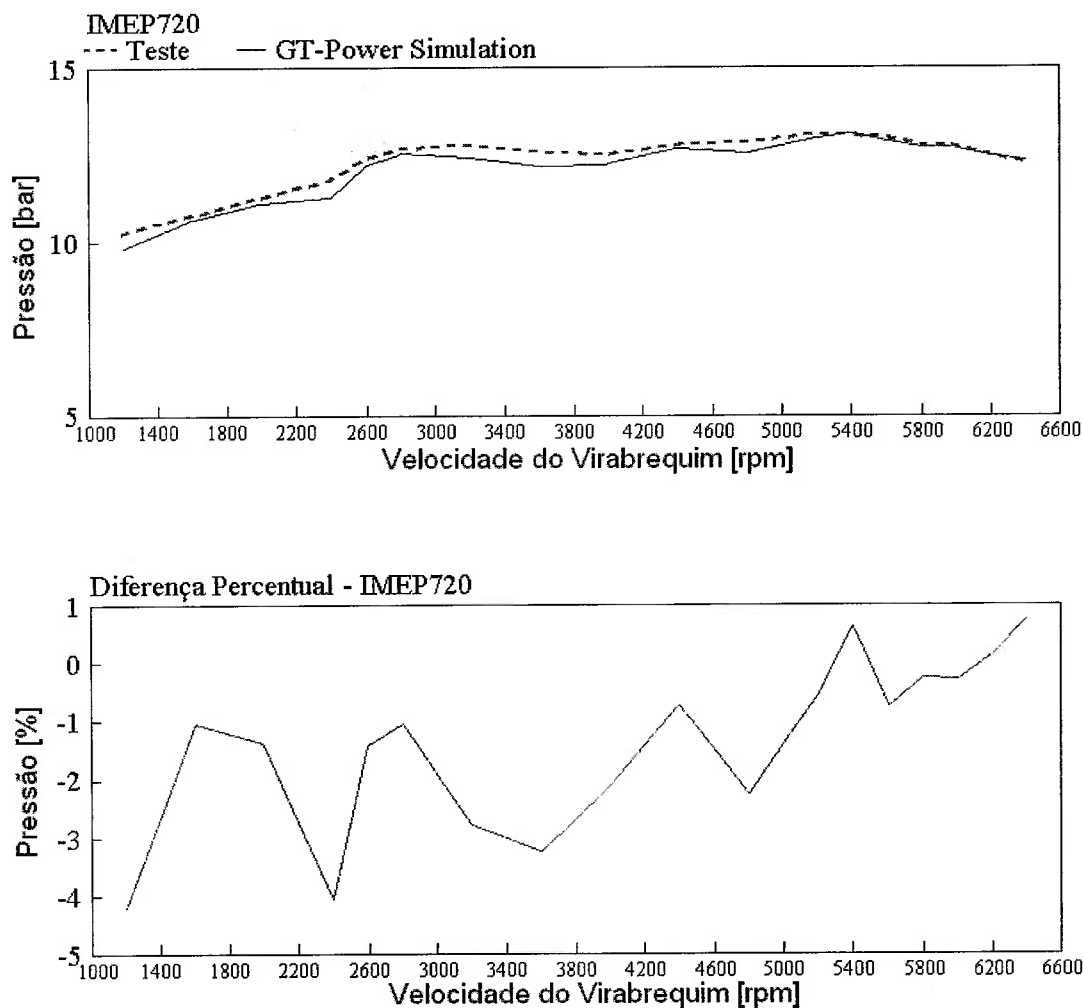


Figura 48 – IMEP720

5.11. Torque de frenagem

O torque de frenagem, como mostra a eq. (6), é exclusivamente dependente do IMEP 720 e do FMEP no modelo de GT-Power. O item 5.10 mostrou que os valores obtidos na simulação estão dentro da tolerância estabelecida. Assim, o modelo de atrito do motor inserido no GT-Power também deverá estar correto para que o torque de frenagem seja considerado correlacionado. O FMEP foi obtido pela eq. (6), onde o BMEP é o torque de frenagem convertido para pressão média efetiva, de acordo com a eq. (5), e o IMEP 720 é o valor medido no teste do motor.

A Figura 49 mostra o resultado das diferenças percentuais entre o torque de frenagem medido e o simulado, que assumiram valores entre -1,5 % e 2 %. Tais

valores permitem concluir que o torque de frenagem do modelo está correlacionado com o obtido no teste do motor.

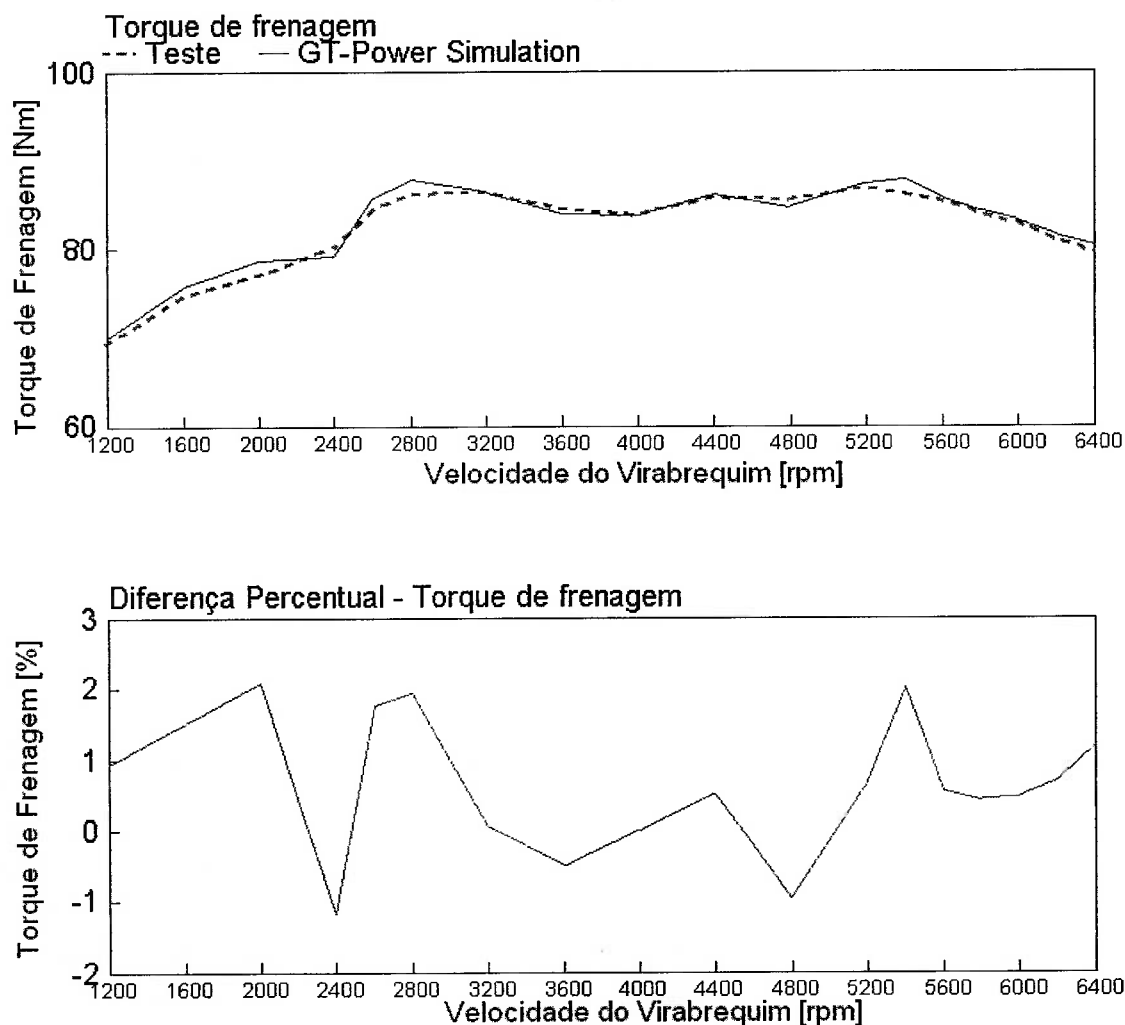


Figura 49 – Torque de frenagem

5.12. Potência de frenagem

A potência de frenagem, tanto no teste do motor real quanto na simulação, é calculada utilizando a eq. (42). Por isto, se o torque de frenagem foi considerado correlacionado, a potência de frenagem também pode ser considerada correlacionada, como mostrado na Figura 50.

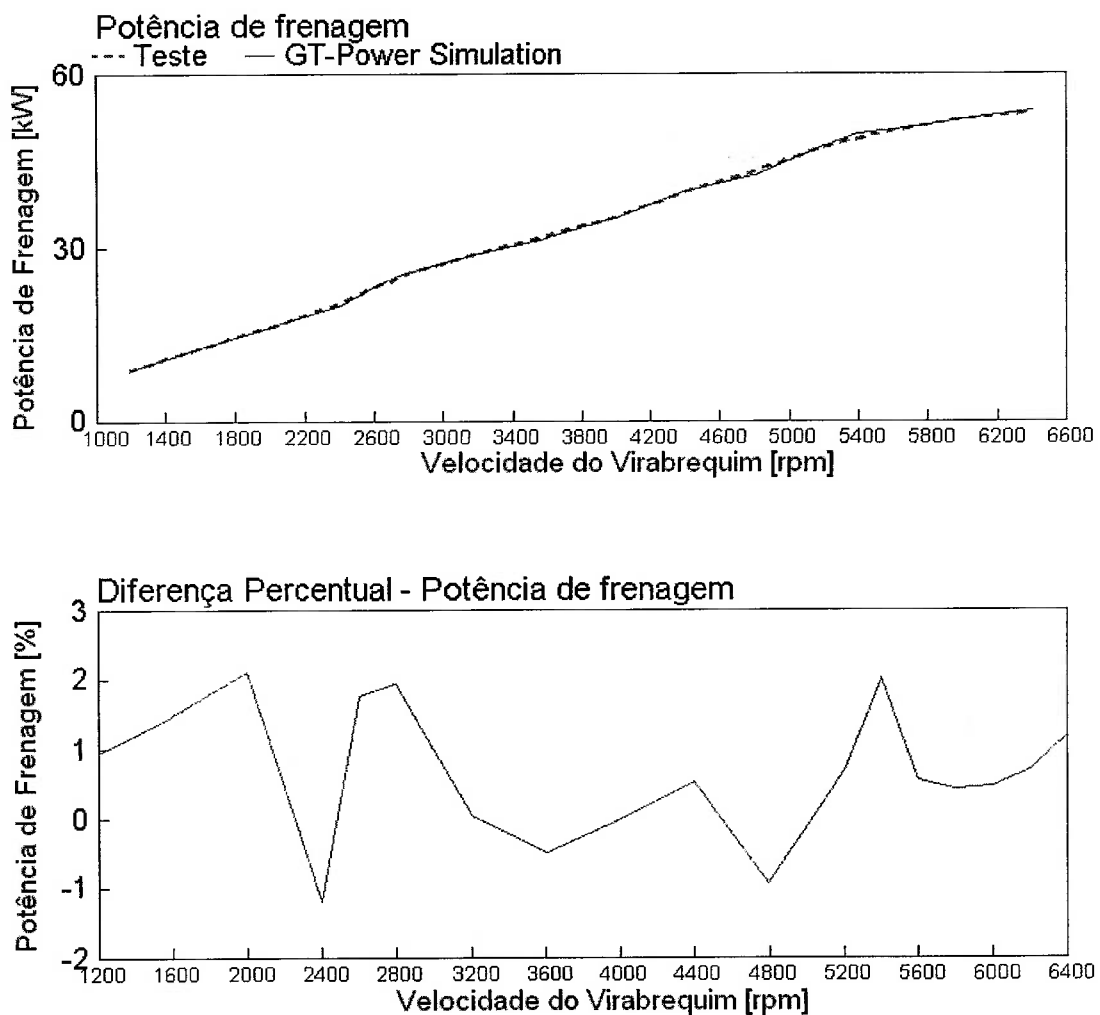


Figura 50 – Potência de frenagem

5.13. BSFC

O BSFC, tanto no teste do motor real quanto na simulação, é a relação direta entre a vazão de combustível e a potência de frenagem. Por isto, se estas duas variáveis estão devidamente correlacionadas no modelo com relação ao motor real, o BSFC também deverá estar correlacionado. A Figura 51 mostra que as diferenças percentuais entre o teste e a simulação estão em uma faixa entre os valores -3 % e 0. Portanto, esta variável da simulação poder ser considerada correlacionada com os resultados do teste.

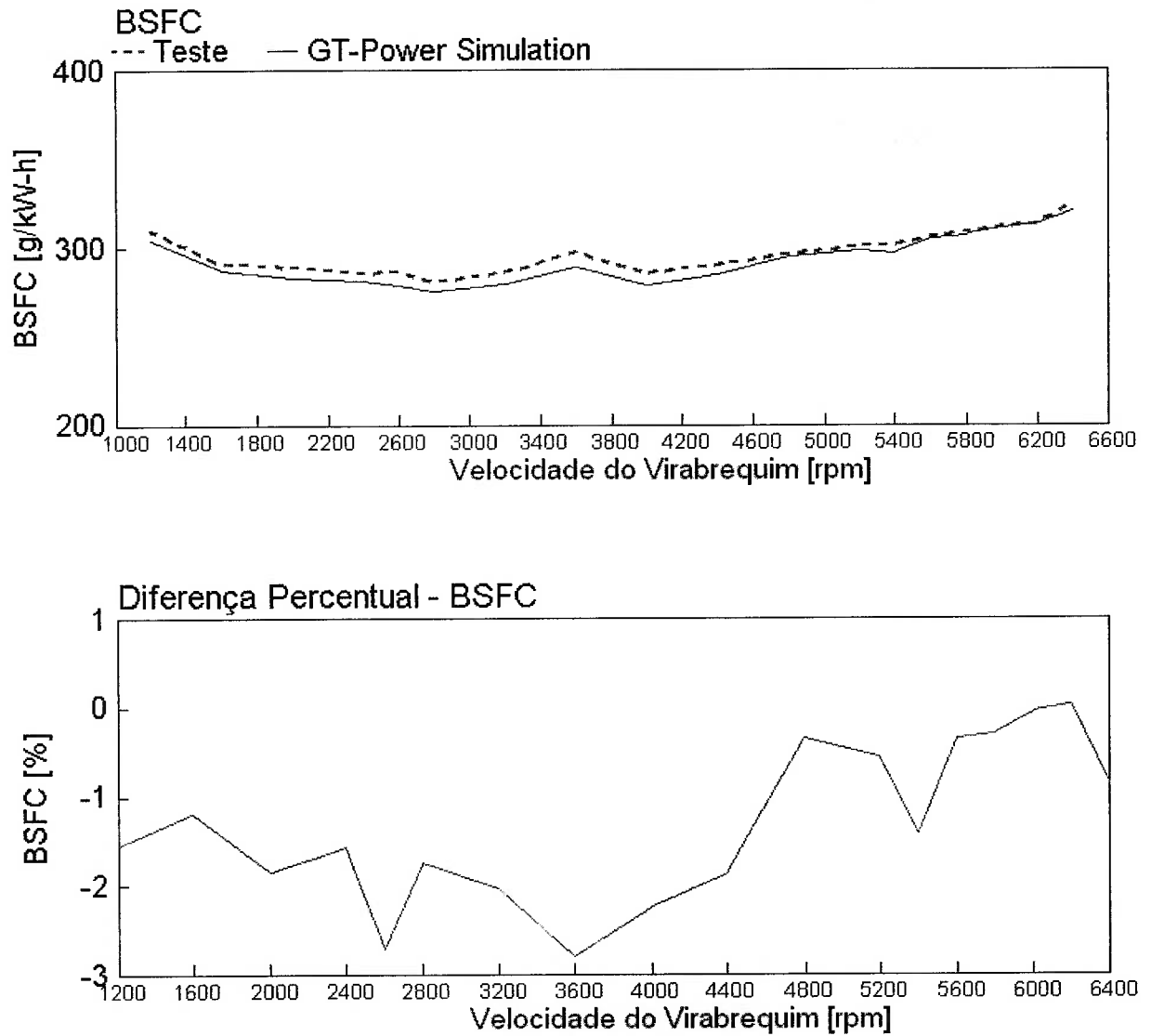


Figura 51 – BSFC

5.14. Conclusões sobre a correlação do modelo

O modelo pode ser considerado correlacionado em todas as variáveis, apesar da temperatura do gás de escape estar fora da margem de tolerância estabelecida, o que foi justificado pelas características específicas da medição de tais temperaturas.

6. Implementando alterações no motor

A validação do modelo permite ao usuário utilizar o software para efetivamente executar rotinas de desenvolvimento do motor. O primeiro passo é definir um objetivo para os parâmetros de interesse do motor, e a partir disto, definir uma estratégia de simulação que contemple os componentes considerados na análise e a forma como eles serão alterados para atingir o objetivo.

Por se tratar de um motor aplicado em automóveis de baixo custo, não é interessante a integração ao motor de elementos complexos, como sistemas de VVT ou coletores de admissão com geometria variável, dado que isto aumentaria o custo de produção do motor e teria impacto direto no valor de venda do automóvel. O mesmo motivo também define o objetivo dos estudos do motor, que é a redução do consumo de combustível no veículo.

Considerando que o motor em questão foi desenvolvido sem ferramentas de simulação, a estratégia da simulação será adequar os componentes atuais do motor visando a obtenção de características ótimas de alguns parâmetros de operação que venham ao encontro do objetivo proposto.

As seguintes propostas de alteração são consideradas:

- Aumento no diâmetro da válvula e do póstico de admissão;
- Adequação no perfil do comando de válvulas;
- Novo coletor de admissão;

6.1. Aumento no diâmetro da válvula e do póstico de admissão;

Visando o aumento da eficiência volumétrica nas regiões de média e alta rotação do motor, a primeira proposta de alteração é o redimensionamento das válvulas de admissão do cabeçote. Para isso um estudo dimensional do alojamento das válvulas na câmara de combustão foi realizado. O diâmetro do cilindro define o perímetro da câmara de combustão, que por sua vez limita a dimensão das válvulas. Um estudo

realizado em software de CAD verificou a possibilidade do aumento no diâmetro da válvula de admissão em até 3 mm. Com esta alteração não sobrou espaço na câmara de combustão para aumentar o diâmetro da válvula de escape.

O aumento do diâmetro da válvula de admissão requer o redimensionamento da geometria dos pórticos de admissão, onde a área da seção transversal foi aumentada proporcionalmente ao aumento considerado na válvula.

Os impactos das alterações na geometria da válvula e dos pórticos de admissão foram avaliados por meio de simulações em regime permanente utilizando o código de CFD-3D Fluent. O método proposto por Hysko (2004) foi utilizado para executar uma simulação que reproduz as mesmas condições do teste de bancada executados nos cabeçotes mostrados no item 4.3.2.

6.1.1. Simulação do cabeçote do motor base em Fluent

A geometria do pórtico e da válvula de admissão do cabeçote do motor base utilizado neste estudo foi modelada e simulada de acordo com a metodologia proposta por Hysko (2004) considerando os seguintes parâmetros:

- Diferença de pressão de 7 kPa entre a entrada do pórtico e o cilindro;
- Temperatura do ar em 298 K;
- Tipo de malha: Tetraedros com duas camadas de prismas extrudadas da superfície;
- Quantidade de elementos: 511 mil células;
- Modelo de turbulência: k-epsilon;

A simulação foi executada em um cluster de 16 processadores em paralelo, que exigiu um total de 8 horas de processamento.

Para avaliar os resultados da simulação do modelo em CFD-3D do cabeçote do motor base executada em Fluent a vazão calculada na simulação foi comparada com os resultados do ensaio de bancada em regime permanente descrito no item 4.3.2. Como a simulação e o ensaio de bancada foram realizados considerando as mesmas condições de contorno, ou seja, depressão de 7 kPa e temperatura do ar

de 298K, ambos os resultados serão comparados diretamente. A Figura 52 mostra os resultados para tal comparação.

Para seguir o modelo utilizado no GT-Power, a abertura da válvula de admissão será dada em função do adimensional L/D (relação entre o curso de abertura e diâmetro da válvula).

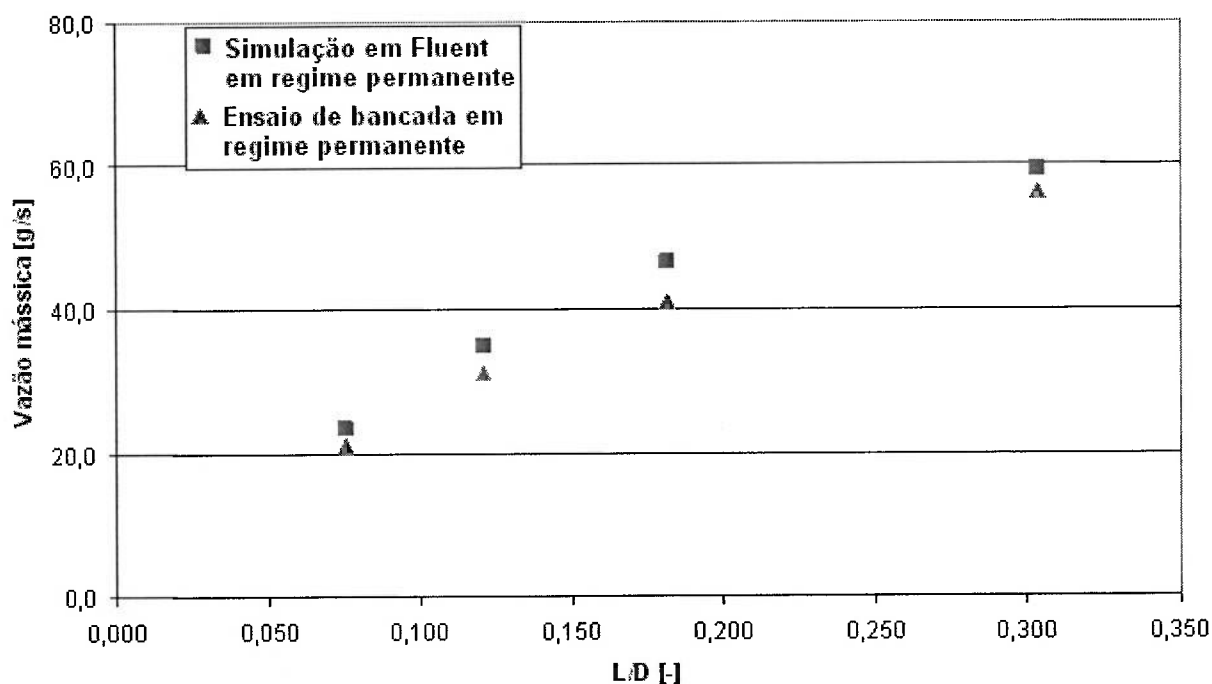


Figura 52 - Resultados da simulação de escoamento no pórtico de admissão

A Figura 53 mostra a diferença percentual entre as vazões mássicas do ensaio em bancada e da simulação em Fluent no pórtico de admissão do motor base. Os resultados mostraram que o modelo de simulação em CFD-3D superestima a vazão em todas as posições de abertura de válvula simuladas, sobretudo nas posições intermediárias. A vazão nas posições intermediárias é superestimada em cerca de 10 %, enquanto que na posição de máxima abertura ($L/D = 0.3$) a vazão foi superestimada em 5 %.

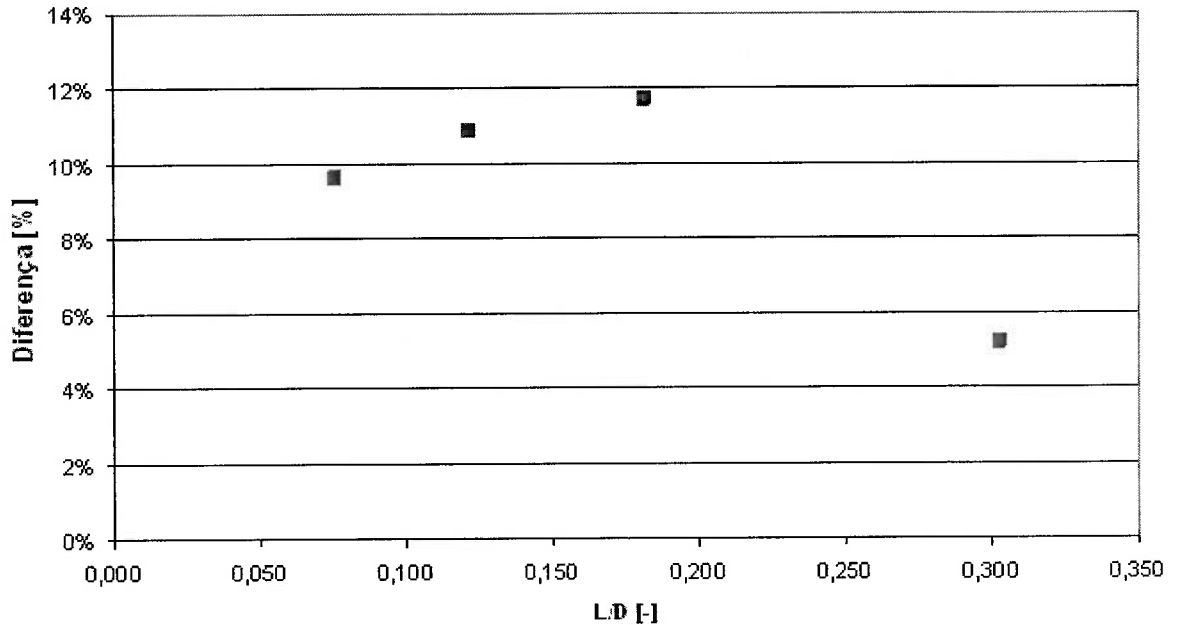


Figura 53 - Diferença percentual entre vazões simulada e medida na válvula no pórtico de admissão

6.1.2. Simulações em Fluent do novo cabeçote

Para determinar os efeitos no coeficiente de descarga do novo conjunto de válvulas e pórticos de admissão no modelo em GT-Power foi realizado o mesmo tipo de simulação em regime permanente em Fluent com a nova geometria do pórtico e válvula de admissão, considerando os seguintes parâmetros:

- Diferença de pressão de 7 kPa entre a entrada do pórtico e o cilindro;
- Temperatura do ar em 298 K;
- Tipo de malha: Tetraedros com duas camadas de prismas extrudadas da superfície;
- Quantidade de elementos: 488 mil células;
- Modelo de turbulência: k-epsilon;

A simulação rodou com 16 processadores em paralelo em 8 horas de processamento.

Os resultados desta simulação são mostrados nos quadrados azuis da Figura 54. Para corrigir os resultados desta simulação as diferenças percentuais entre os resultados da simulação e do ensaio de bancada do cabeçote do motor base serão aplicados aos resultados obtidos na simulação em Fluent do novo cabeçote.

Considerando a hipótese de que o código de simulação utilizado superestimaria a vazão na mesma magnitude do pórtico do motor base no caso do pórtico novo, os valores de vazão mássica simulados na simulação deste pórtico serão reduzidos em 10 % nas posições intermediárias de aberturas da válvula de admissão e em 5% na posição de máxima abertura da válvula de admissão. Os triângulos laranja da Figura 54 mostram o resultado da correção na vazão mássica simulada em Fluent do novo conjunto de pórtico e válvula de admissão.

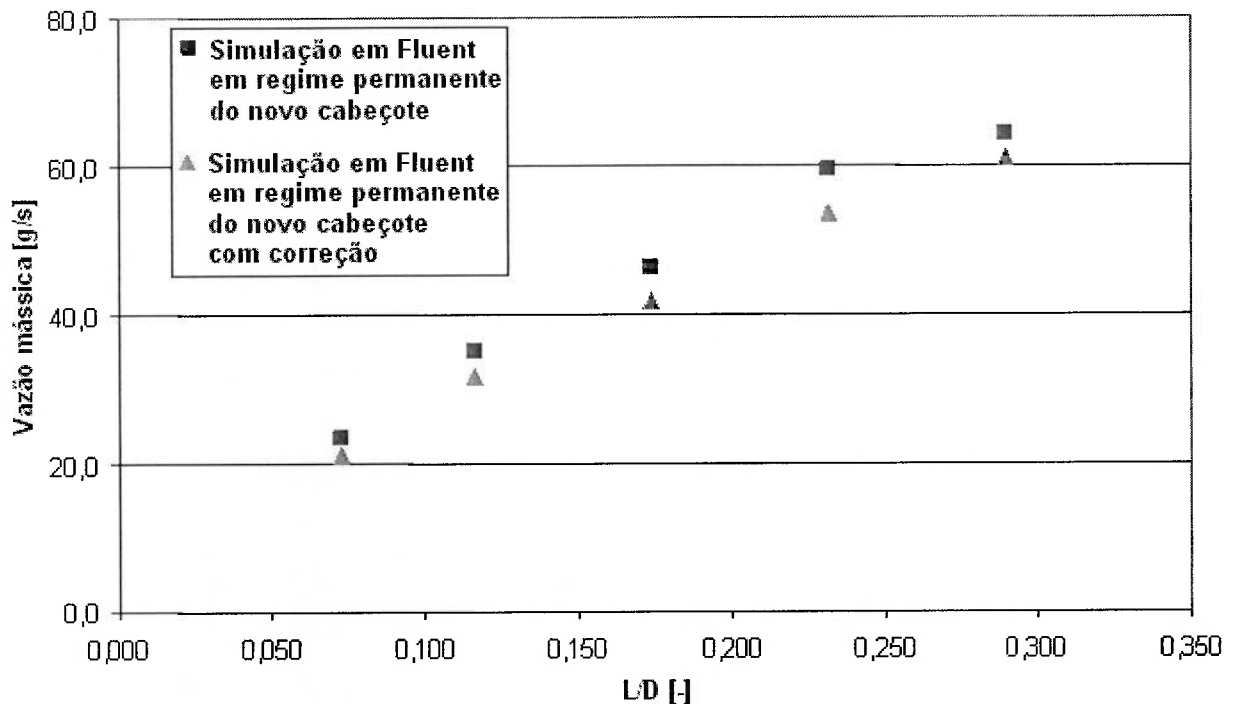


Figura 54 - Vazão mássica no pórtico de admissão proposto com correção aplicada

6.1.3. Aplicação dos resultados das simulações em Fluent no GT-Power

Com os resultados da simulação corrigidos, o coeficiente de descarga é calculado, da mesma forma que é apresentado no item 4.2.3, e inserido no modelo do GT-Power, que interpola os dados inseridos e define uma equação que define o

coeficiente de perda de carga em função do valor da relação L/D. As geometrias do novo pórtilco e da nova válvula também são atualizadas no GT-Power.

A Figura 55 mostra o aumento da eficiência volumétrica após a atualização da geometria e dos coeficientes de descarga dos pórtilcos e das válvulas de admissão no modelo do motor base. Também mostra o ganho percentual desta atualização na eficiência volumétrica, que ficou bastante evidente em rotações acima de 4200 rpm.

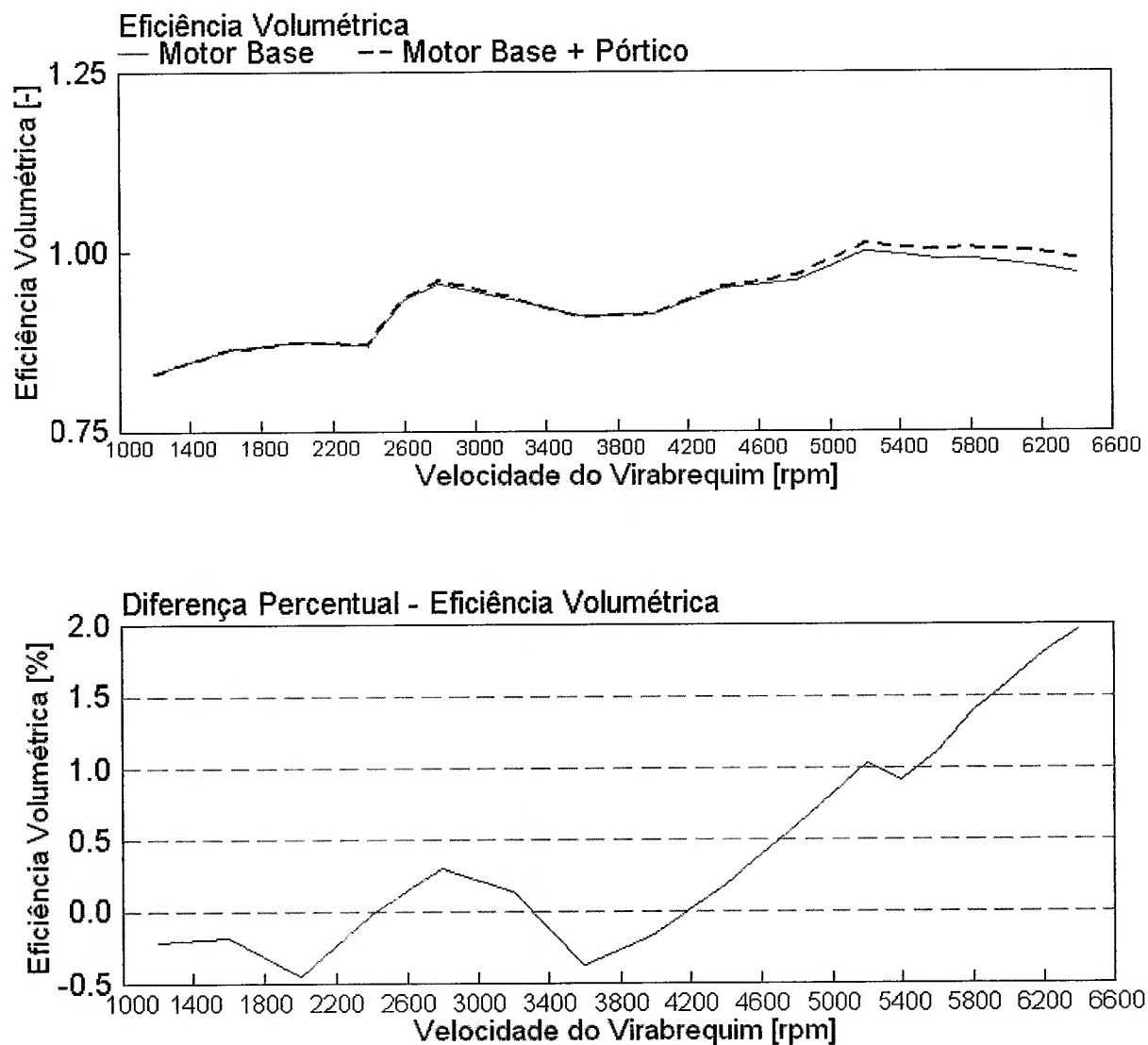


Figura 55 - Eficiência Volumétrica com pórtilcos e válvulas de admissão atualizados

6.2. Alteração do coletor de admissão

A utilização de componentes comuns em motores de diferentes características e deslocamento volumétricos é uma prática na indústria automotiva para reduzir custos de produção e de desenvolvimento. Como as perdas de carga do conjunto póstico e válvula de admissão foram reduzidas, seria interessante verificar o efeito de um coletor menos restritivo em conjunto com este novo cabeçote.

Para uma simulação rápida, que não exija rotinas de otimização de componentes ou tempo de desenvolvimento, foi decidido utilizar o coletor de admissão de um motor com deslocamento volumétrico maior e avaliar os efeitos desta alteração no comportamento do motor.

A mesma técnica de discretização do item 4.2.3 foi utilizada para modelar o coletor que será utilizado no modelo de GT-Power. Como não existiam dados de testes em bancadas de fluxo, foi executada uma simulação em Fluent para caracterizar as perdas de carga do escoamento deste componente, considerando os seguintes parâmetros:

- Tipo de malha: Tetraedros com duas camadas de prismas extrudadas da superfície;
- Quantidade de elementos: 780 mil células;
- Modelo de turbulência: k-epsilon;

A simulação rodou com 16 processadores em paralelo em 10 horas de processamento e executada de acordo com a metodologia proposta por Hysko (2004) e utilizaram as mesmas condições de contorno do teste em bancada de fluxo e regime permanente, descritas no item 4.3. A simulação para representar a montagem 1, mostrada na Figura 15, já foi realizada no item 6.1, portanto somente a simulação para representar a montagem 2, que é mostrada em desenho esquemático na Figura 16, foi executada.

Da mesma forma que no item 6.1, foram realizadas uma simulação considerando o conjunto de póstico, válvula e coletor de admissão também para o motor base. Tal simulação considerou os seguintes parâmetros:

- Tipo de malha: Tetraedros com duas camadas de prismas extrudadas da superfície;
- Quantidade de elementos: 770 mil células;
- Modelo de turbulência: k-epsilon;

A simulação rodou com 16 processadores em paralelo em 10 horas de processamento.

Os resultados da simulação para o conjunto do motor base foram comparados com os resultados medidos em ensaio de bancada de fluxo para assim gerar os coeficientes de correção a serem utilizados na simulação do conjunto para o motor proposto.

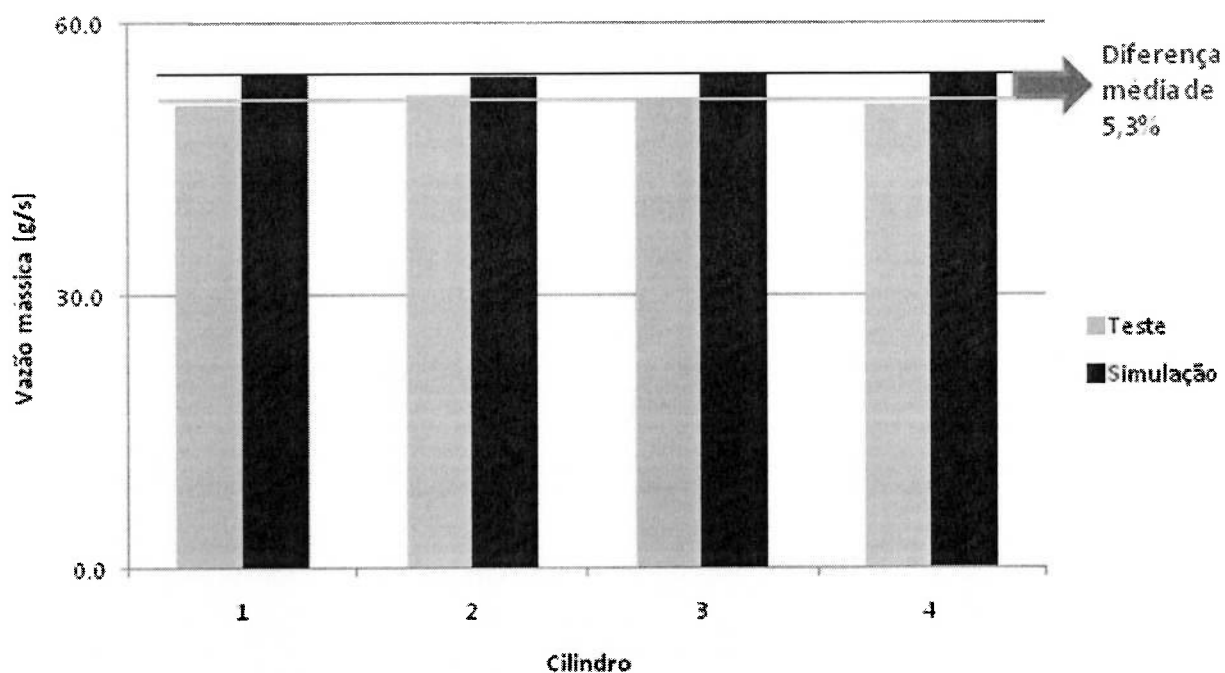


Figura 56 - Vazão volumétrica: simulação vs. teste no conjunto pórico, válvula e coletor de admissão do motor base

A Figura 56 mostra a comparação da vazão volumétrica medida contra a simulada para o conjunto de pórico, válvula e coletor de admissão no motor base. Foi verificado que, novamente, a simulação superestima a vazão medida em laboratório, neste caso em 5,3 % (média entre os quatro cilindros) para a válvula completamente aberta. Esta diferença percentual será utilizada para corrigir os valores de simulação.

A restrição em cada um dos dutos do coletor proposto é calibrada utilizando um modelo de GT-Power, em regime permanente, simulando as condições da bancada para obter o valor dos coeficientes de descarga utilizados para caracterizar as perdas de carga dos orifícios posicionados em cada uma das interfaces entre o duto e o pleno do coletor de admissão.

O coletor de admissão proposto é então inserido no modelo já com o pórtrico e a válvula atualizados. Os resultados da simulação deste motor com todas as atualizações consideradas até este ponto do trabalho são mostrados nos itens a seguir.

6.2.1. Eficiência Volumétrica

A Figura 57 mostra o impacto das alterações na eficiência volumétrica do motor. As diferenças nas características de *tuning* do coletor proposto podem ser notadas no deslocamento dos picos de eficiência volumétrica. O primeiro pico, que era a 2800 rpm foi deslocado para 2600 rpm e o valor da eficiência volumétrica caiu sensivelmente. O segundo pico de eficiência volumétrica também foi deslocado, de 5200 rpm para 6000 rpm. O valor da eficiência volumétrica também aumentou, não só devido às mudanças nas características de *tuning* do sistema, mas também devido à diminuição das perdas de carga do coletor de admissão em questão.

Os efeitos obtidos eram esperados, principalmente o aumento da eficiência volumétrica na região de alta rotação, ou seja, de 4800 rpm a 6400 rpm. As diferenças nas características de *tuning* apresentadas podem ser consideradas de baixa magnitude, sobretudo pelo fato de que o perfil do comando de válvulas será o próximo item a ser desenvolvido e este será definido em função das características de *tuning* desejadas para o sistema.

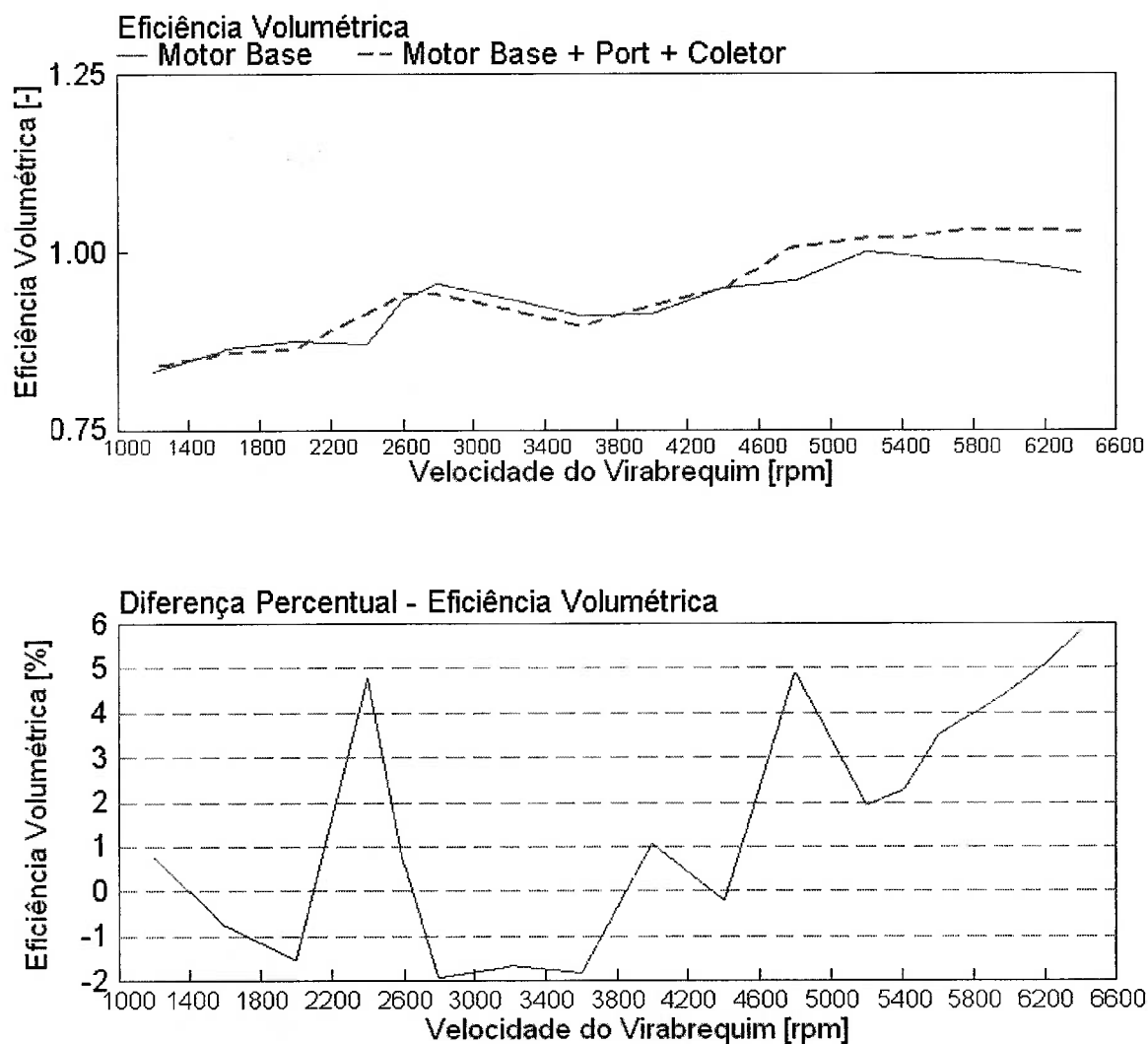


Figura 57 - Eficiência Volumétrica com coletor e cabeçote propostos

6.2.2. Torque e Potência de frenagem

Como esperado, a Figura 58 mostra que o mesmo efeito observado na eficiência volumétrica ocorreu no torque de frenagem do motor simulado com o novo cabeçote e coletor de admissão. A curva cheia representa o torque de frenagem do motor base, enquanto a curva tracejada representa o torque do motor base com o coletor e cabeçote de admissão novos.

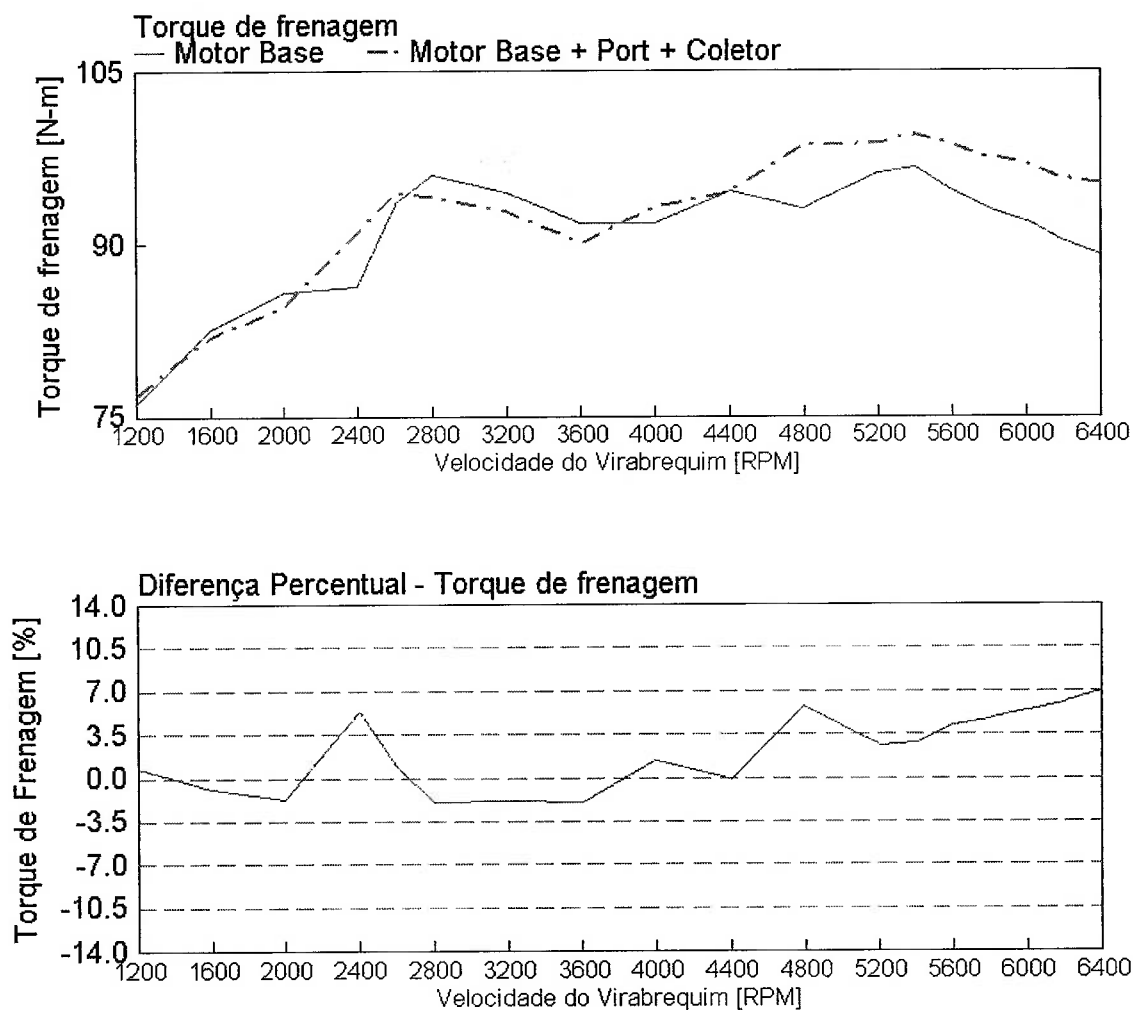


Figura 58 - Torque de Frenagem com coletor e cabeçote propostos

É notável que o primeiro pico de torque da curva tracejada foi deslocado em menos 200 rpm e o torque na região de alta rotação aumentou substancialmente. Este resultado é conveniente para garantir uma reserva de torque em alta rotação que, por meio de manipulações no perfil do eixo-comando pode ser revertida em aumento de torque na região de baixa. Como o objetivo deste motor é a economia de combustível no veículo, o aumento do torque na região de médio-baixa rotação permitiria o escalonamento das marchas na caixa de transmissão de forma a utilizar a reserva de torque para alongar algumas marchas e permitir uma situação de menor consumo de combustível veicular.

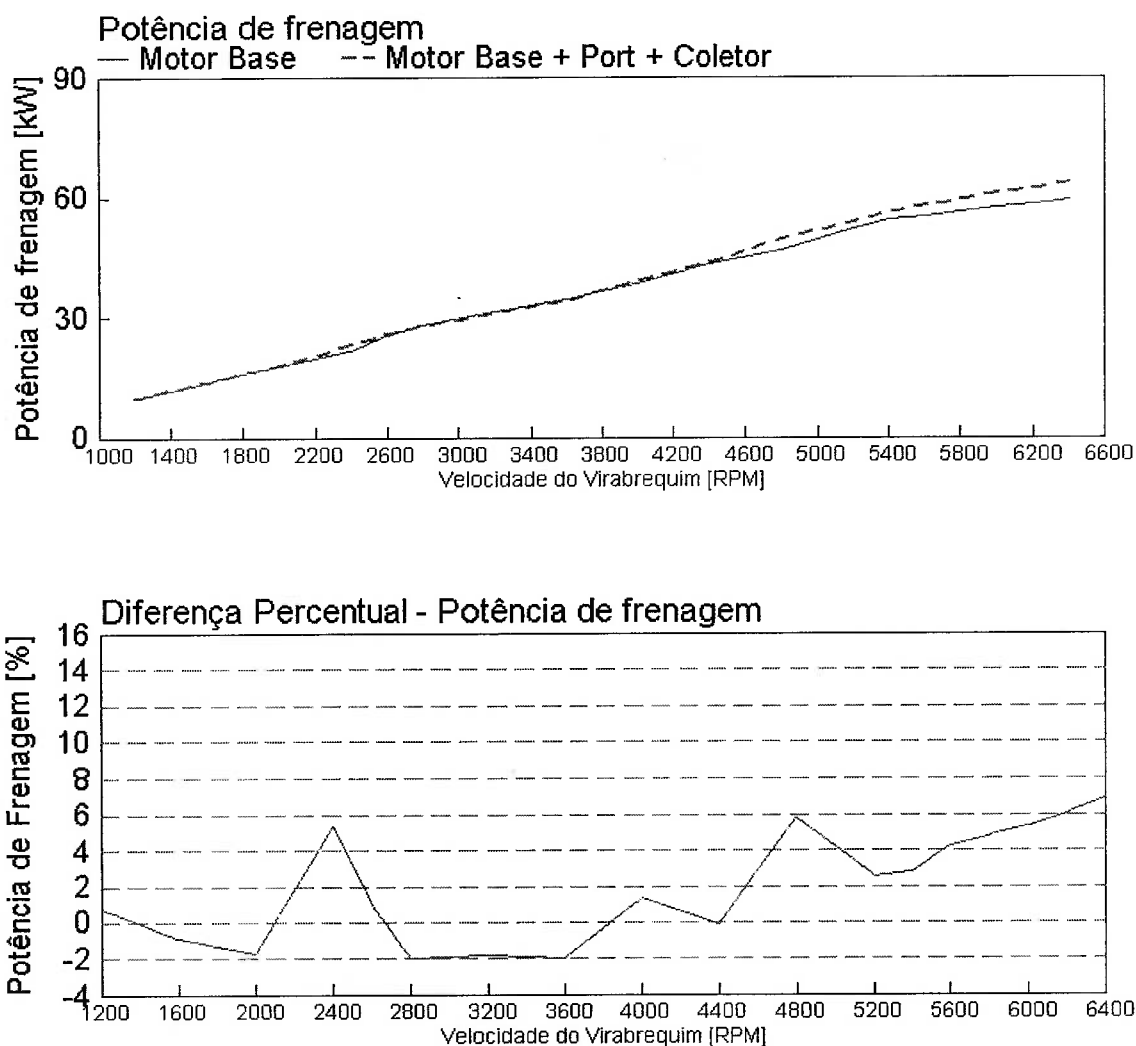


Figura 59 - Potência de Frenagem com coletor e cabeçote propostos

O mesmo efeito observado no torque foi observado na potência de frenagem, mostrada na Figura 59, dado que a potência e o torque de frenagem são grandezas diretamente proporcionais. O ganho de potência de quase 7 % na rotação máxima do motor (6400 rpm) permite que o perfil do comando de válvulas seja alterado e que o motor objetivo mantenha a potência do motor base. Como o apelo da potência máxima no mercado no Brasileiro é alto, não é conveniente baixar o valor da potência máxima de um produto que substituiria um produto existente, mesmo que resulte em aumento do torque em baixa rotação e conseqüente aumento na economia de combustível no veículo.

6.2.3. BSFC

A Figura 60 mostra o comportamento do BSFC, que mostrou um pequeno ganho na região de alta rotação (acima de 4800 rpm).

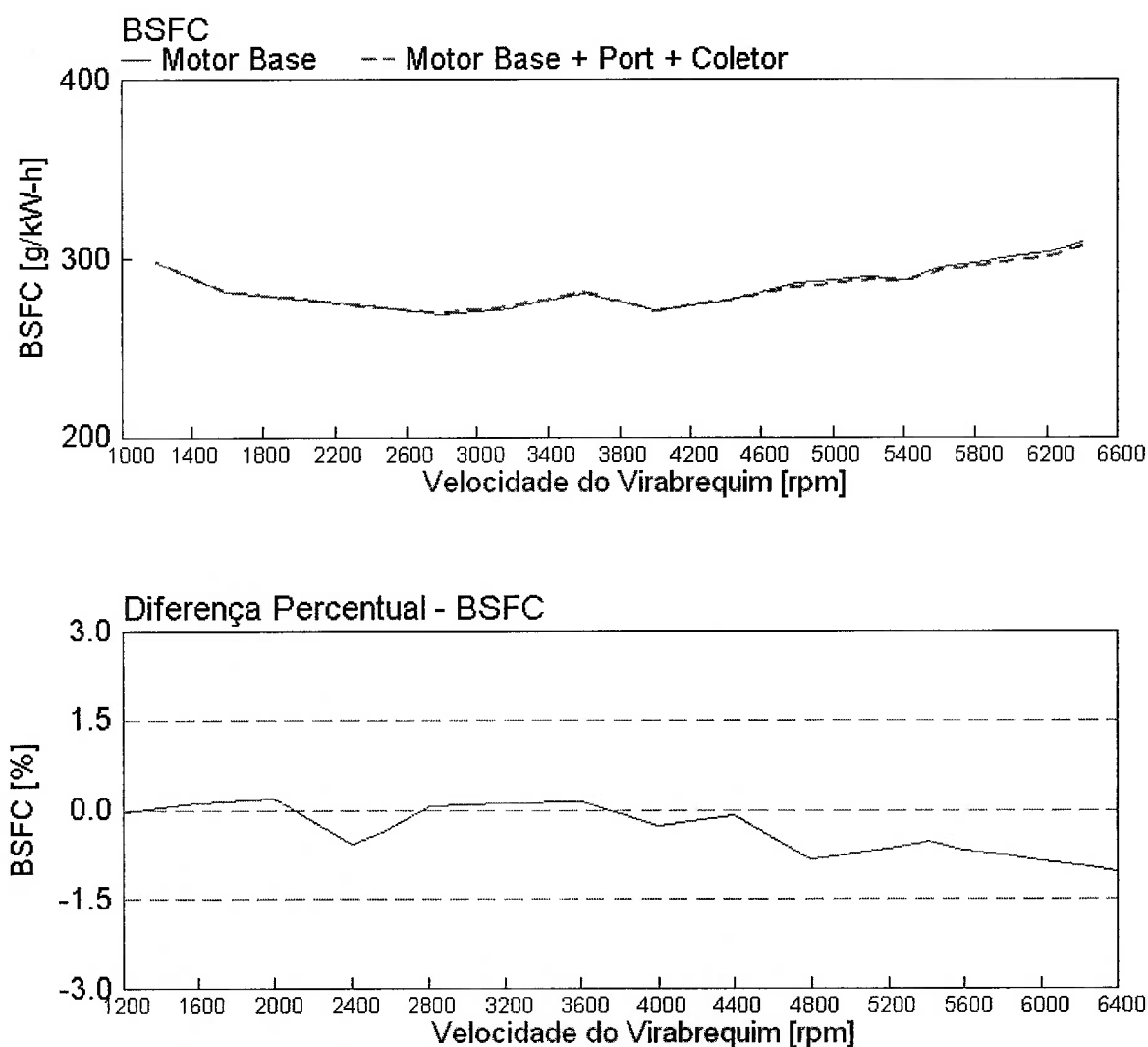


Figura 60 - BSFC com coletor e cabeçote propostos

Como não houve nenhuma atuação sobre as variáveis que influenciariam o rendimento térmico do motor (como a taxa de compressão) o BSFC não mostrou ganhos significativos. Algum ganho ocorreu devido à diminuição do PMEP causada pelo conjunto de coletor e pórtilo de admissão com restrições menores, comparado ao motor base.

6.3. Otimização do perfil do eixo comando

O ganho de torque em alta rotação foi expressivo após a alteração dos pórticos e do coletor de admissão. Supondo que o objetivo do motor em questão fosse o aumento do torque na região de baixa e media rotação será executada uma rotina de otimização do perfil do comando de válvula para reposicionar os picos de torque deste novo motor.

Utilizando a ferramenta do GT-Power, foram criadas quatro variáveis de otimização, descritas a seguir.

- Mdur_A – Multiplicador para a duração de abertura da válvula de admissão;
- Mdur_E – Multiplicador para a duração de abertura da válvula de exaustão;
- Centro_A – Posição angular do ponto de máxima abertura da válvula de admissão;
- Centro_E – Posição angular do ponto de máxima abertura da válvula de exaustão;

A Figura 61 define as variáveis citadas acima em esboço de diagrama de válvulas.

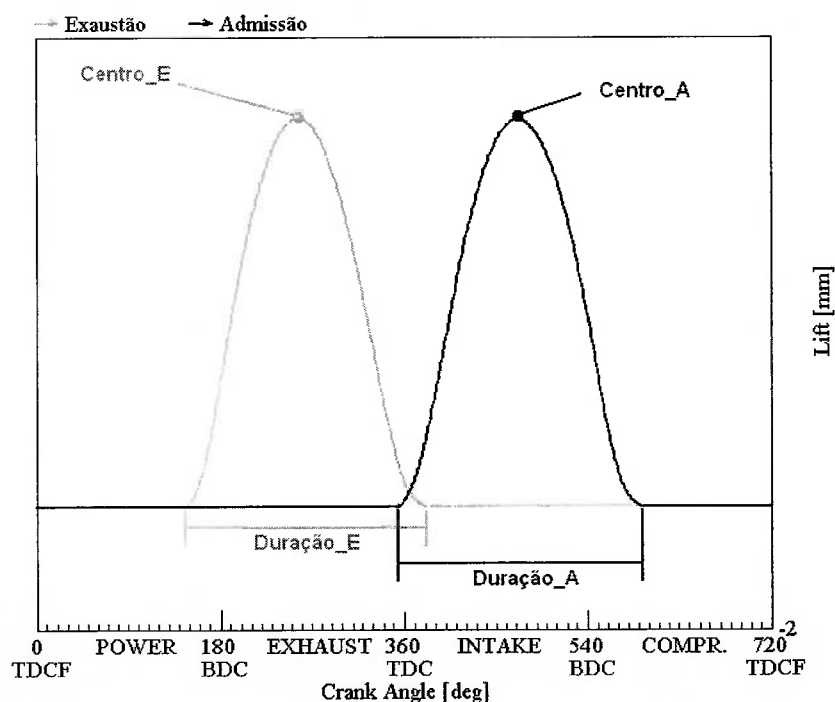


Figura 61 - Variáveis utilizadas para otimização do eixo-comando

A ferramenta de otimização do GT-Power foi configurada para maximizar o torque de frenagem em cada uma das rotações do modelo dentro da faixa especificada para cada uma das quatro variáveis consideradas. As variáveis e a faixa em que a ferramenta de otimização irá buscar o valor das variáveis que resultem na situação de máximo torque produzido pelo motor são listadas na Tabela 2.

Tabela 2 - Variáveis de otimização do eixo comando

Variável	Faixa de otimização	Resolução
Centro_E	± 20 graus em relação ao valor original	0.5 grau
Centro_A	± 20 graus em relação ao valor original	0.5 grau
Mdur_E	de 0.85 a 1.15	0.05
Mdur_A	de 0.85 a 1.15	0.05

A Figura 62 mostra os resultados obtidos pelo otimizador para as variáveis que definem o multiplicador do tempo de abertura das válvulas de admissão (Mdur_A) e de exaustão (Mdur_E).

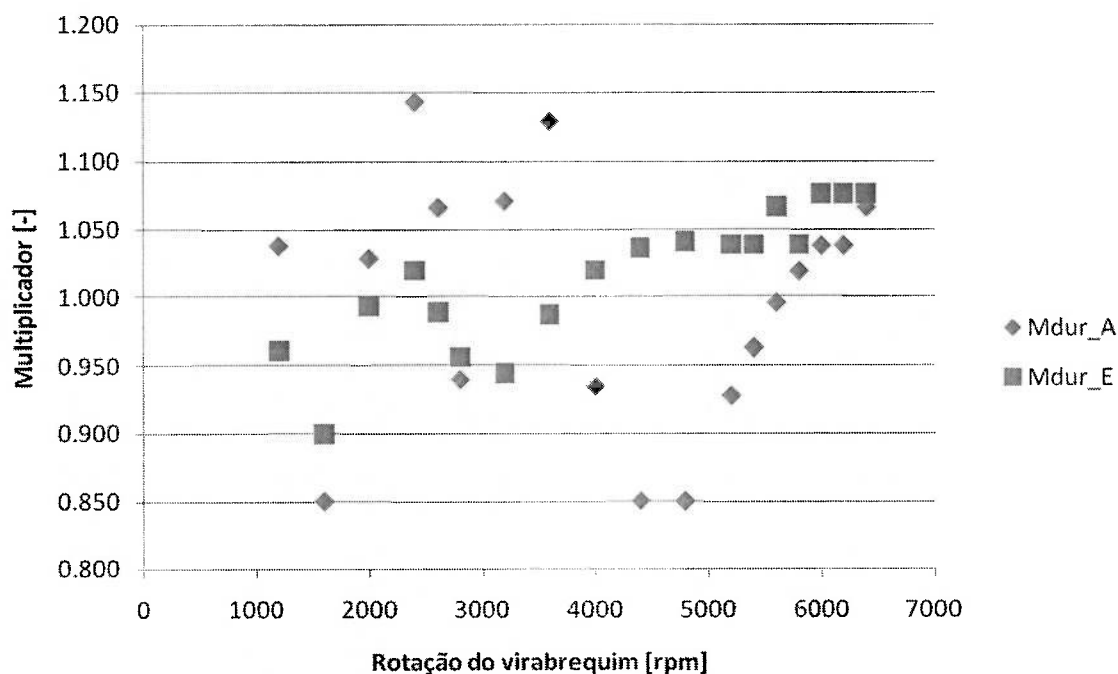


Figura 62 - Resultados do otimizador para a variável *Mdur*

A Figura 63 mostra os resultados obtidos pelo otimizador para as variáveis que definem a posição angular do eixo comando em que ocorre a posição de máxima

abertura das válvulas de admissão (Mdur_A) e de exaustão (Mdur_E). As linhas na Figura 63 definem os valores do motor-base e foram inseridas na figura para comparação com os valores obtidos na otimização.

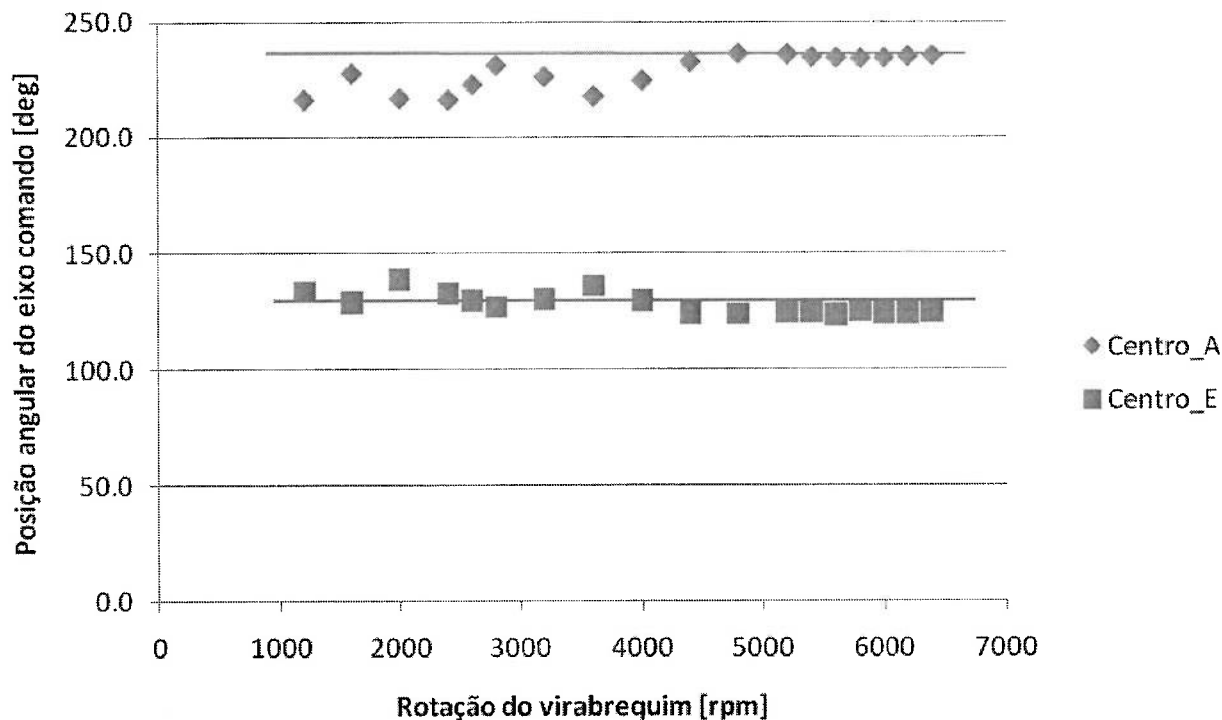


Figura 63 - Resultados do otimizador para a variável *Centro*

Os resultados obtidos serão agora simulados no modelo do motor para selecionar o perfil, o qual deverá ser adequado para todas as rotações do motor, dado que o eixo comando não tem nenhum tipo de atuador que permita obter configurações diferentes de perfil e timing em determinadas condições de operação do motor.

Cada conjunto de variáveis obtido na otimização do torque de frenagem em cada rotação será considerado como um “caso” de simulação. Desta forma, o trabalho será realizado para 18 casos, dado que a rotina de otimização foi realizada para 18 rotações de virabrequim diferentes.

A Tabela 3 mostra como o trabalho irá se referir aos casos em relação à rotação de virabrequim em que a rotina de otimização foi executada.

Tabela 3 - Casos da otimização do eixo comando

Caso	Rotação em que foi executada a otimização [rpm]
1	6401
2	6200
3	6000
4	5800
5	5600
6	5400
7	5200
8	4799
9	4400
10	4000
11	3600
12	3200
13	2800
14	2601
15	2400
16	2000
17	1600
18	1200

6.3.1. Seleção dos dados da otimização

Para selecionar o valor das variáveis de geometria do eixo comando consideradas na otimização foi composto um diagrama de superfície ótima de Pareto, considerando no eixo X a potência de frenagem a 6400 rpm e no eixo Y o torque de frenagem a 2800 rpm, respectivos pontos de máximo da potencia e do torque de frenagem no motor base.

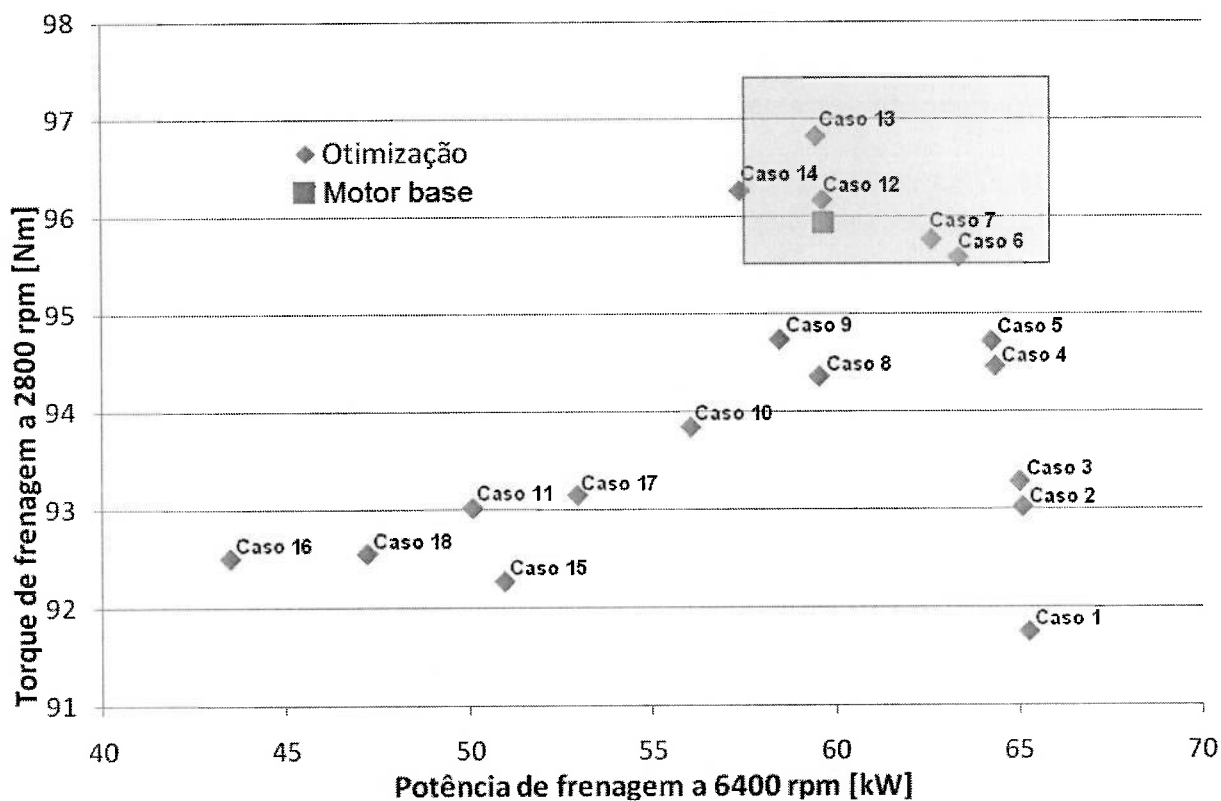


Figura 64 - Superfície Ótima de Pareto para seleção do perfil do eixo comando

Cada um dos 18 casos é representado por um losango no diagrama mostrado na Figura 64, enquanto o motor base é representado por um quadrado no mesmo diagrama. Foram selecionados os pontos que mostraram o melhor compromisso entre potência e torque de frenagem, são os quatro losangos dentro da área ressaltada na figura.

Para cada um destes quatro casos foi executada uma simulação para avaliar o comportamento das curvas de torque, potência e BSFC em todas as rotações do motor.

6.3.2. Torque e potência de frenagem

O torque de frenagem nos casos 12 e 13 ficaram bem próximos, por isso foram agrupados na Figura 65, onde é possível comparar com o torque do motor base. Fica evidente que em ambos os casos houve um ganho de torque de frenagem

expressivo na região de baixa rotação (até 2400 rpm) e na região de média rotação (de 3600 rpm a 5200 rpm).

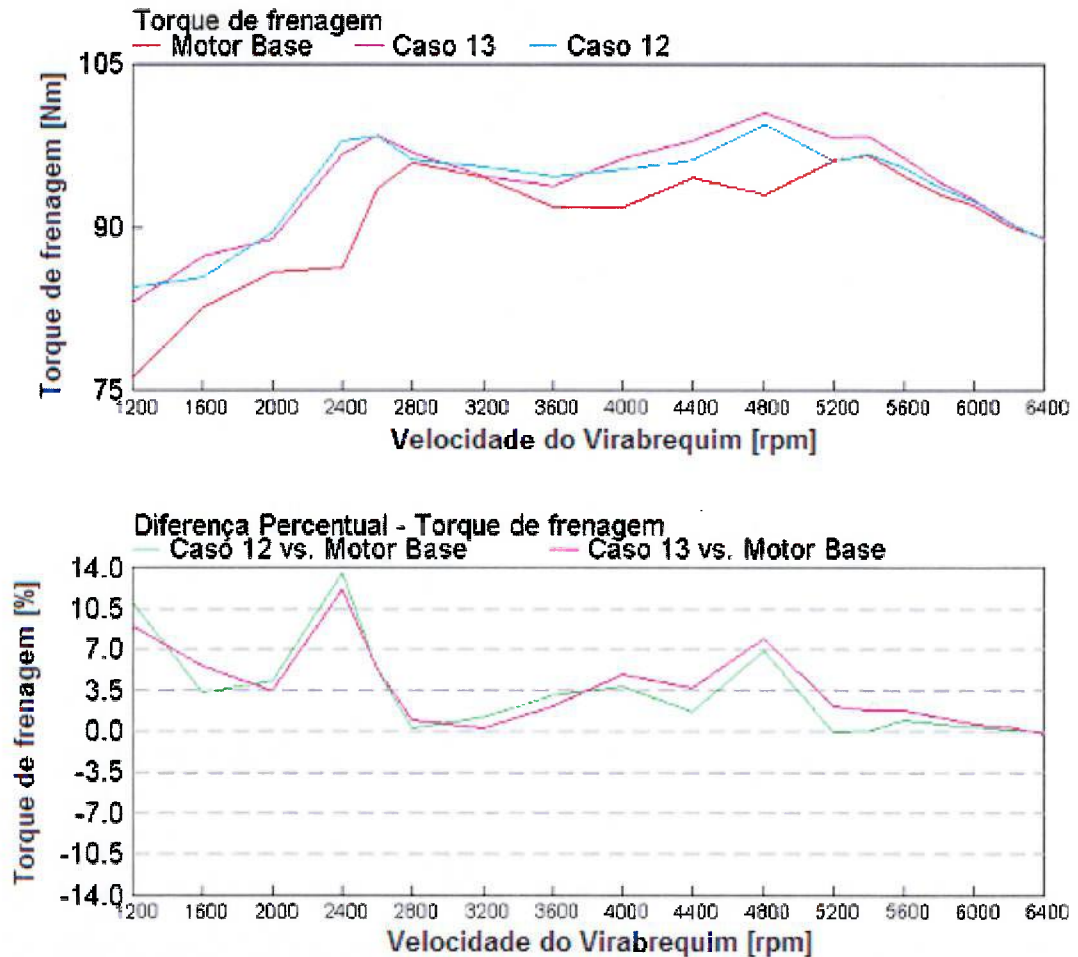


Figura 65 - Torque de frenagem na simulação do motor objetivo nos casos 12 e 13

Pela mesma razão os casos 6 e sete foram agrupados na Figura 66, onde é possível notar que o ganho de torque expressivo se deu na região de médio-alta rotação, a partir de 3800 rpm. Também é evidente um ganho na região de baixa, até 2600 rpm, porém menos expressivo que nos casos 12 e 13.

A diferença entre a curva de torque entre os casos 6 e 7 e os casos 12 e 13 pode ser atribuída às características de *tuning* impostas pelos diferentes perfis do eixo comando, o que é fruto dos pontos escolhidos no diagrama de superfície ótima de Pareto, mostrando a eficiência do método para a seleção dos parâmetros do eixo comando neste trabalho.

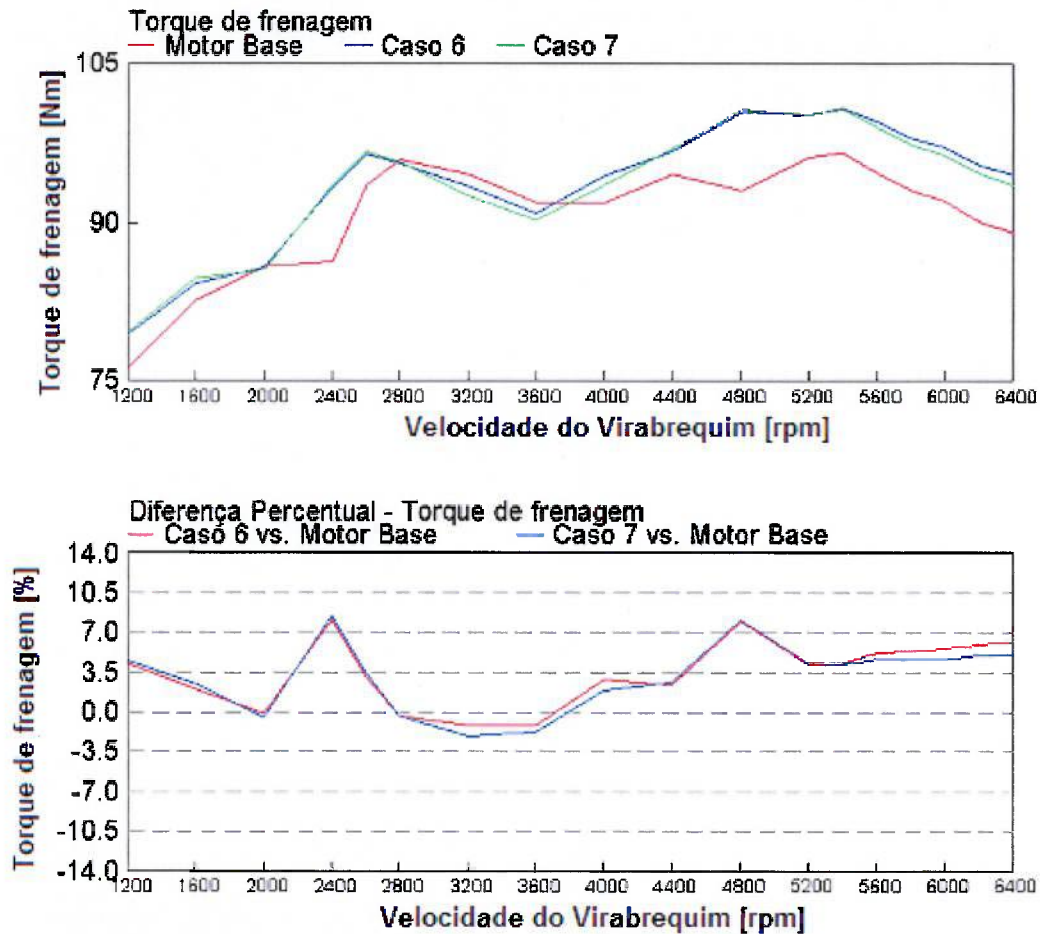


Figura 66 - Torque de frenagem na simulação do motor objetivo nos casos 6 e 7

Como a potência de frenagem é diretamente proporcional ao torque de frenagem, as diferenças percentuais entre os casos ficaram semelhantes às encontradas para o torque de frenagem.

A Figura 67 mostra que nos casos 6 e 7 a potência máxima do motor (a 6400 rpm) aumentou em 5 % e 6 % respectivamente com relação ao motor base. Apesar do aumento da potência máxima não ser o objetivo deste desenvolvimento, é um resultado expressivo considerando que em quase toda a curva de ambos os casos a potência de frenagem do motor em desenvolvimento ficou acima da do motor base (exceto pela região de 2800 rpm a 3600 rpm).

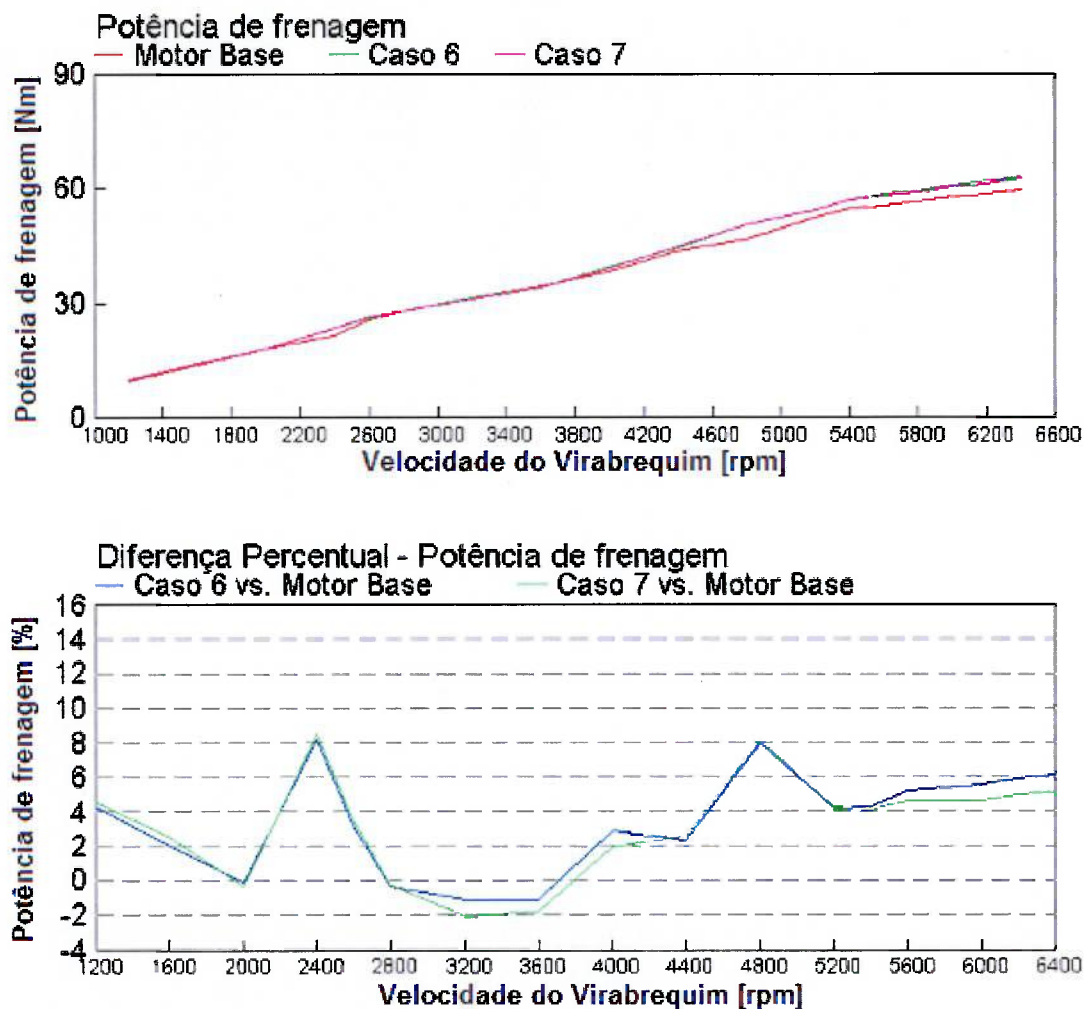


Figura 67 - Potência de frenagem na simulação do motor objetivo nos casos 6 e 7

A Figura 68 mostra que a potência máxima (a 6400 rpm) nos casos 12 e 13 mantiveram o valor encontrado no motor base. Este perfil prioriza o torque em baixa rotação, e os dados de simulação mostram que a consideração com relação a não reduzir a potência máxima do motor base foi atendida, com o benefício de aumentar a potência e o torque de frenagem por todo o restante da curva do motor. Os dois casos apresentaram resultados extremamente parecidos, exceto pela região de 4000 rpm a 5600 rpm, onde o caso 13 apresentou maior potência e torque de frenagem.

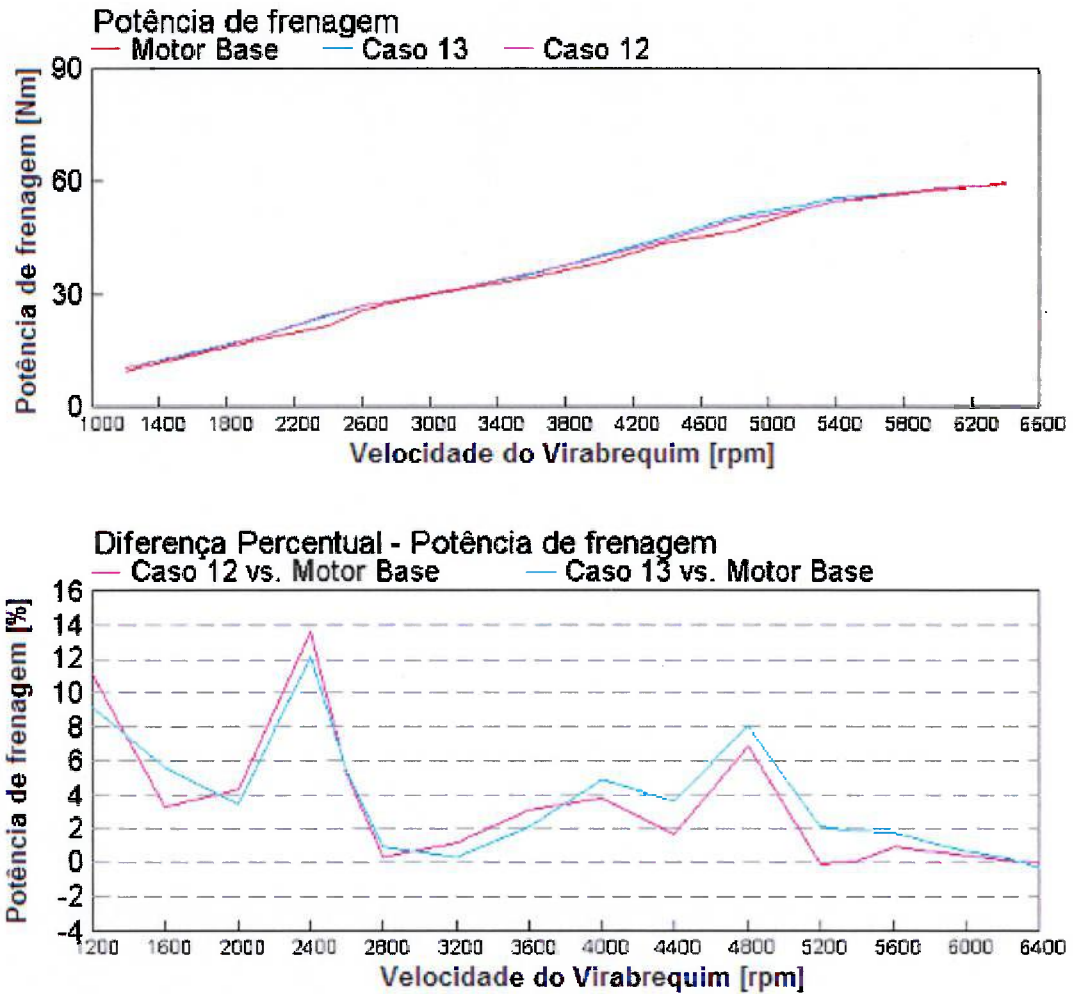


Figura 68 - Potência de frenagem na simulação do motor objetivo nos casos 12 e 13

6.3.3. BSFC

A Figura 69 mostra o resultado da simulação do BSFC nos casos 6 e 7, e suas respectivas diferenças percentuais com relação ao motor base. Ambos os casos apresentaram resultados bem semelhantes, onde a região de baixa rotação (até 3600 rpm) não sofreu impacto significativo e a região de alta rotação (após 4000 rpm) mostrou redução de 1,5 % no BSFC. O caso 6 apresentou BSFC mais baixo em todas as rotações do motor, porém a diferença entre os casos 6 e 7 podem ser consideradas desprezíveis.

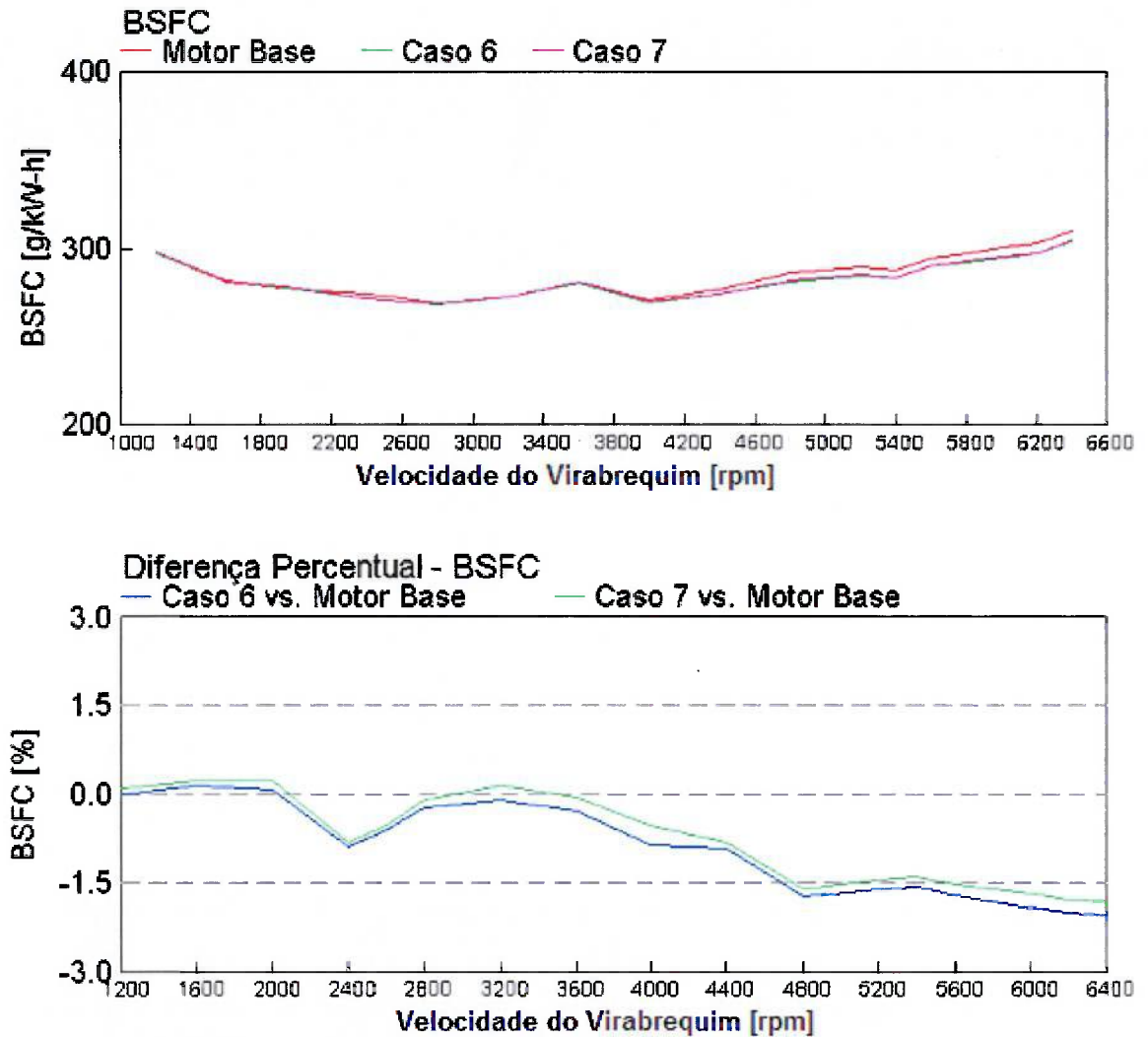


Figura 69 - BSFC na simulação do motor objetivo nos casos 6 e 7

A Figura 70 mostra o resultado da simulação do BSFC para os casos 12 e 13. É possível concluir que o caso 13 não mostrou redução significativa da variável com relação ao motor base, já o caso 12 mostrou uma redução de cerca de 1 % por quase toda a região de operação do motor.

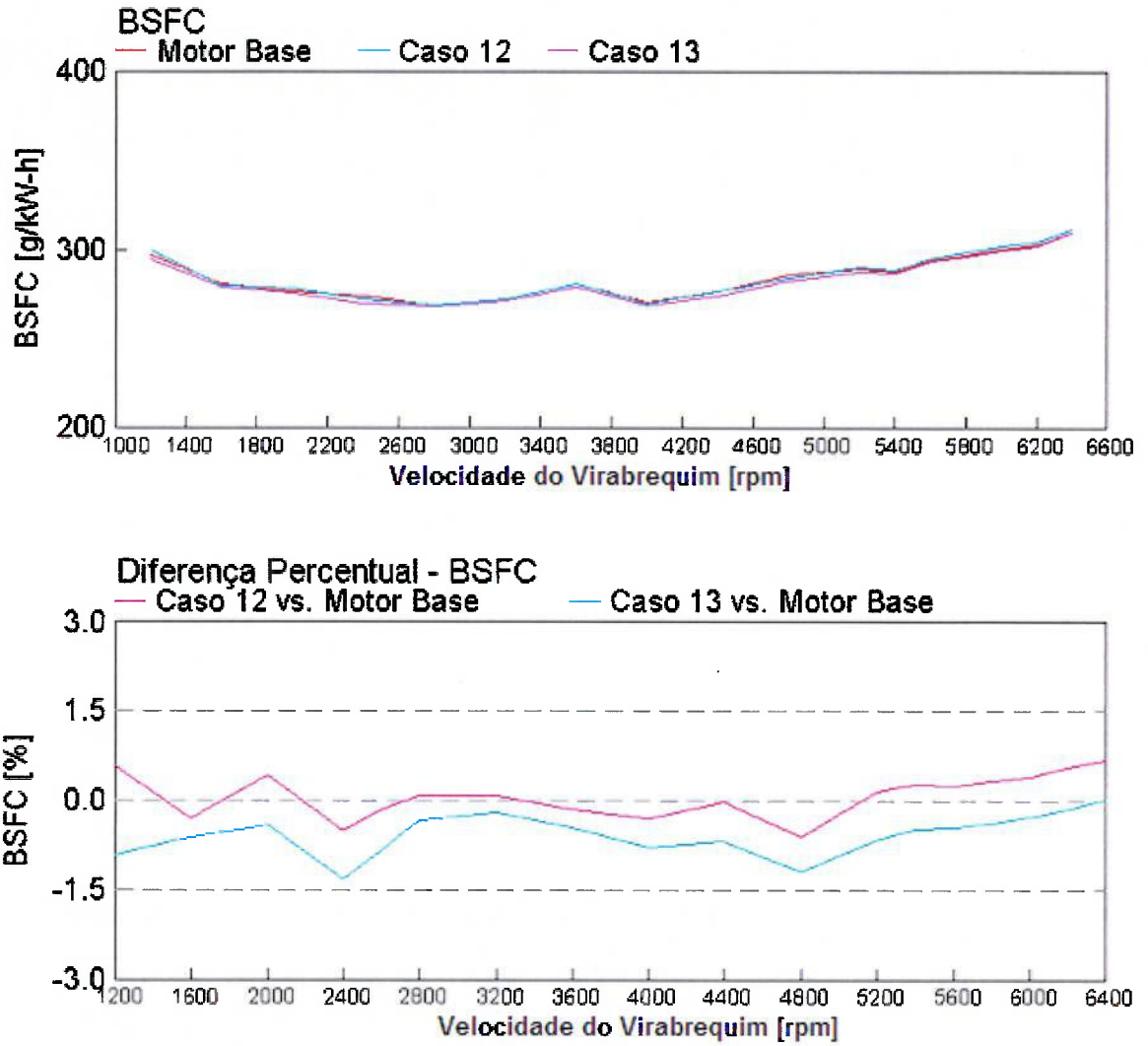


Figura 70 - BSFC na simulação do motor objetivo nos casos 12 e 13

7. Conclusões e considerações finais

As atividades executadas permitiram abordar o ciclo completo de desenvolvimento de motores utilizando ferramentas computacionais que representam o estado da arte da tecnologia de simulação de motores presentes na indústria automotiva e nas instituições de pesquisa. O conteúdo abrangeu assuntos como a composição e correlação do modelo computacional, testes de bancada e laboratório que podem ser utilizados para definir detalhes e ajustes dos modelos, variáveis importantes para o resultado da correlação do modelo e metodologias para a simulação e otimização de componentes e sistemas de motores.

A composição do modelo foi abordada de forma abrangente, descrevendo técnicas e detalhes para a correta definição das características de cada peça dos sistemas que compõem o motor. Foram indicadas simplificações e hipóteses desenvolvidas para que o impacto no resultado final das simulações seja minimizado.

Os testes executados para a caracterização dos detalhes do modelo foram registrados e detalhados, de forma a sintetizar as informações necessárias ao analista que executará o trabalho de modelagem. Todos os testes seguiram critérios da SAE ou procedimentos internos do fabricante do motor utilizado, de forma a permitir que os ensaios sejam reproduzidos de acordo com os padrões utilizados na indústria automotiva.

A maior parte das variáveis utilizadas para avaliar a correlação atingiu a tolerância sugerida pelo desenvolvedor do software, apenas as temperaturas medidas nos dutos e no pleno do coletor de escape ficaram fora da tolerância de $\pm 3\%$, o que foi justificado pela dificuldade em instrumentar tal grandeza, refletindo diretamente na qualidade dos resultados de medição.

O modelo respondeu conforme as expectativas com relação às variáveis utilizadas como grau de liberdade para ajustar alguns parâmetros do modelo, como a definição do coeficiente de descarga do elemento filtrante da caixa de ar para o ajuste do MAP e o coeficiente de convecção nos coletores de escape e de admissão para o ajuste da temperatura nos respectivos pórticos. Tais grandezas

puderam ser manipuladas dentro de uma faixa de valores plausíveis e resultaram em resultados que iam ao encontro das necessidades da calibração do modelo.

O desenvolvimento dos componentes do motor foi executado com sucesso, dado que os resultados foram bem coerentes com relação a cada alteração proposta. As alterações se concentraram nos componentes de admissão, visando aumentar a eficiência volumétrica do motor em certas regiões de interesse para alcançar o objetivo do desenvolvimento. A estratégia definida foi aumentar a capacidade de vazão do sistema de indução redimensionando pórtico, válvula e coletor de admissão e posteriormente deslocar os ganhos de eficiência volumétrica ajustando as características de tuning do sistema compondo uma nova geometria para o eixo-comando.

O ganho devido apenas ao aumento do diâmetro das válvulas de admissão do cabeçote foi de 2% da potência de frenagem máxima do motor, a 6400 rpm. O ganho no torque de frenagem surgiu a partir de 4800 rpm, aumentando linearmente desta rotação até 2% de ganho na rotação máxima do motor. A inclusão do novo coletor de admissão no modelo resultou num aumento de potência máxima de 7% com relação ao motor base, porém uma região expressiva da curva do torque de frenagem ficou abaixo do motor base. A curva do torque de frenagem também sofreu alterações significativas dos pontos de tuning, o que resultou no deslocamento dos picos de máximo torque.

A otimização do perfil do eixo-comando foi dividida em dois casos. O primeiro objetivou o aumento do torque em baixa rotação do motor, o que resultou em ganhos de torque de até 14% em uma rotação do motor, claro, também devido ao deslocamento do pico de torque máximo. O segundo caso objetivou o aumento da potência de frenagem máxima do motor, o que resultou no ganho de até 6% com relação ao motor base, e também ganho de torque em boa parte das regiões de operação do motor.

Durante as fases de correlação do modelo e de desenvolvimento dos componentes o GT-Power mostrou-se uma ferramenta eficiente, capaz de modelar e otimizar sistemas complexos utilizando modelos prontos disponibilizados pelo software, como tubos, curvas, volumes e componentes específicos de motores a combustão interna. Por esta razão a composição do modelo completo do motor pode ser executada de forma relativamente rápida.

7.1. Recomendações para trabalhos posteriores

Visando o desenvolvimento da metodologia utilizada neste trabalho algumas recomendações para futuros estudos e trabalhos são discutidas nos itens abaixo.

7.1.1. *Análise de coletores com acoplamento entre o GT-Power e um software de CFD 3-D*

Este estudo permitiria definir e prever características de tuning dos coletores de admissão e escape de forma mais eficiente e que levassem a resultados com maior nível de confiança, dado que o modelo de mecânica dos fluidos unidimensional do GT-Power não consegue representar de forma integral os efeitos tridimensionais do escoamento principalmente na região dos plenos destes coletores. Tal simulação permitiria a redução de iterações no processo de desenvolvimento, dado que os efeitos tridimensionais do escoamento seriam representados de forma mais detalhada no modelo do motor, o que refletiria no aumento do nível de confiança da simulação.

7.1.2. *Implementação de recursos complexos no motor*

O motor em questão neste trabalho tinha como objetivo manter os recursos simples do motor básico utilizado, como eixo comando e coletor de admissão com geometria fixa. Estudos futuros poderiam explorar o benefício da utilização de coletor de admissão com geometria variável e eixo comando com VVT.

Para aproveitar o benefício do motor bi-combustível poderiam ser estudados os impactos da adoção de taxa de compressão variável para otimizar os ciclos de combustão da gasolina e do etanol.

7.1.3. Desenvolvimento de modelo preditivo de combustão e verificação de impacto da implementação dos recursos em cargas parciais

A limitação do modelo de GT-Power escolhido para este trabalho não permitiu que fossem executados trabalhos com o motor operando em carga parcial, já que não foram disponibilizadas informações de combustão nesta condição para alimentar o modelo de Wiebe. Seria interessante a execução de testes que caracterizassem o regime de combustão em cargas parciais ou mesmo a proposta de um modelo de combustão preditivo. Desta forma, os recursos inseridos no modelo poderiam ser otimizados para cada condição de operação do motor.

REFERÊNCIAS

AHMADI, M. **Intake, Exhaust and Valve Timing Design Using Single and Multi-Objective Genetic Algorithm**, SAE Technical Papers Series, SAE 2007-24-0090, 2007. Apresentado à 8ª Conferência Internacional de Motores para Automóveis, 2007, Capri.

ASTM INTERNATIONAL. **E-230**, 03 Standard Specification and Temperature-Electromotive Force (EMF) Tables for Standardized Thermocouples, 2003;

AVL. **Precision Flowmeter PLU 121 Operating instructions**, 1998. Publicação número AT1523E, revisão 1.

AVL. **Sensors - ZI21 ZI31 Spark Plug Sensor Datasheet**, 2006. Disponível em <<http://www.avl.com>>. Acesso em 19 ago. 2008.

BARROS, J. **Estudo de motores de combustão interna aplicando análise orientada a objetos**. 2003, 160 p. Tese (doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, 2003.

BLAIR, G. **Design and Simulation of Four-Stroke Engines**. Warrendale: SAE International, 1999. 815p.

BOS, M. **Validation Gt-Power Model Cyclops Heavy Duty Diesel Engine**. 2007. 110 p. Dissertação (Mestrado) – Technical University of Eindhoven, Eindhoven, 2007.

BRAMBILA, J. **Estudo experimental e simulação termodinâmica de desempenho em um motor de combustão interna operando com óleo Diesel e etanol**. 2006, 124 p. Dissertação (mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2006.

CARY, M.; EBRAHIMI, M.; FFRENCH, K.; SBASCHNIG, R. **Throttle body: modeling and identification**. Journal of Automobile Engineering, v. 215, n. 7, p. 813-825, 2001.

COURANT, R.; FRIEDRICHS, K.; LEWY, H. **Über die partiellen Differenzgleichungen der mathematischen Physik**, volume 1. 1928.

DUARTE, H.; PINHEIRO, P.; KOURY R. **Simulação do Efeito dos Parâmetros Operacionais no Desempenho de Motores de Combustão Interna**, 1996. In: IV Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste (IVCEM-NNE/96), 17-20 Junho 1996, Recife, PE, *Anais...* Rio de Janeiro: ABCM, Associação Brasileira de Ciências Mecânicas, 1996, v.2, p.1071-1075.

GAMMA TECHNOLOGIES, **GT-POWER User's Manual: GT-Suite™**. Version 6.2, 2006.

GE, **Amplified Output Pressure Transducers – PMP 4000**, 2007. Disponível em <http://www.gesensing.com/downloads/datasheets/920_241b.pdf>. Acesso em 01 jun, 2009.

HMB, **UB2 Force Transducer Datasheet**, 2006. Disponível em <http://www.hbm.com/index.php?id=1296&file=1A16321B0&no_cache=1&uid=3118>. Acesso em 01 jun, 2009.

HANRIOT, S.; VALLE, R.; RODRIGUEZ, A. **Metodologia de análise da onda de pressão no conduto de admissão de um motor de combustão interna para avaliar as condições de melhor rendimento volumétrico.** In: Congresso SAE Brasil, 2006, São Paulo, 2006.

HEYWOOD, J. *Internal combustion engine fundamentals.* Londres: McGraw-Hill, 1988. 930p.

HOLLAND, J. *Adaptation in Natural and Artificial Systems,* The University of Michigan Press, Ann Arbor, 1975.

HYSKO, G. **The Effects of Geometry on Airflow Characteristics in Port Flow.** 2004. 115 p. Dissertação – Kettering University, Flint, 2004.

IOANNOU, M.; GURNEY, D.; DOWNING, J. **The Application of Design of Experiments and 1-D Simulation to Create a Rapid Concept Optimization Tool for I4 Engines,** SAE Technical Papers Series, SAE-2005-01-0226, 2005. Apresentado ao Congresso Mundial da SAE, Detroit, 2005.

JIANG, G.; LU, L.; WEN, M. **Engine Cycle Simulation and Development of a Gasoline Engine,** SAE Technical Papers Series, SAE-2007-01-4103, 2007. Apresentado a Powertrain and Fluid Systems Conference and Exhibition, Chicago, 2007.

SETRA SYSTEMS. **Models 370 & 470 Datasheet.** Disponível em < http://www.setra.com/tra/pro/p_ba_370.htm>. Acesso em 02 jun.2009.

SOCIETY OF AUTOMOVE ENGINEERS. **J1349: Engine Power Test Code – Spark Ignition and Compression Ignition – Net Power Rating**, 2004.

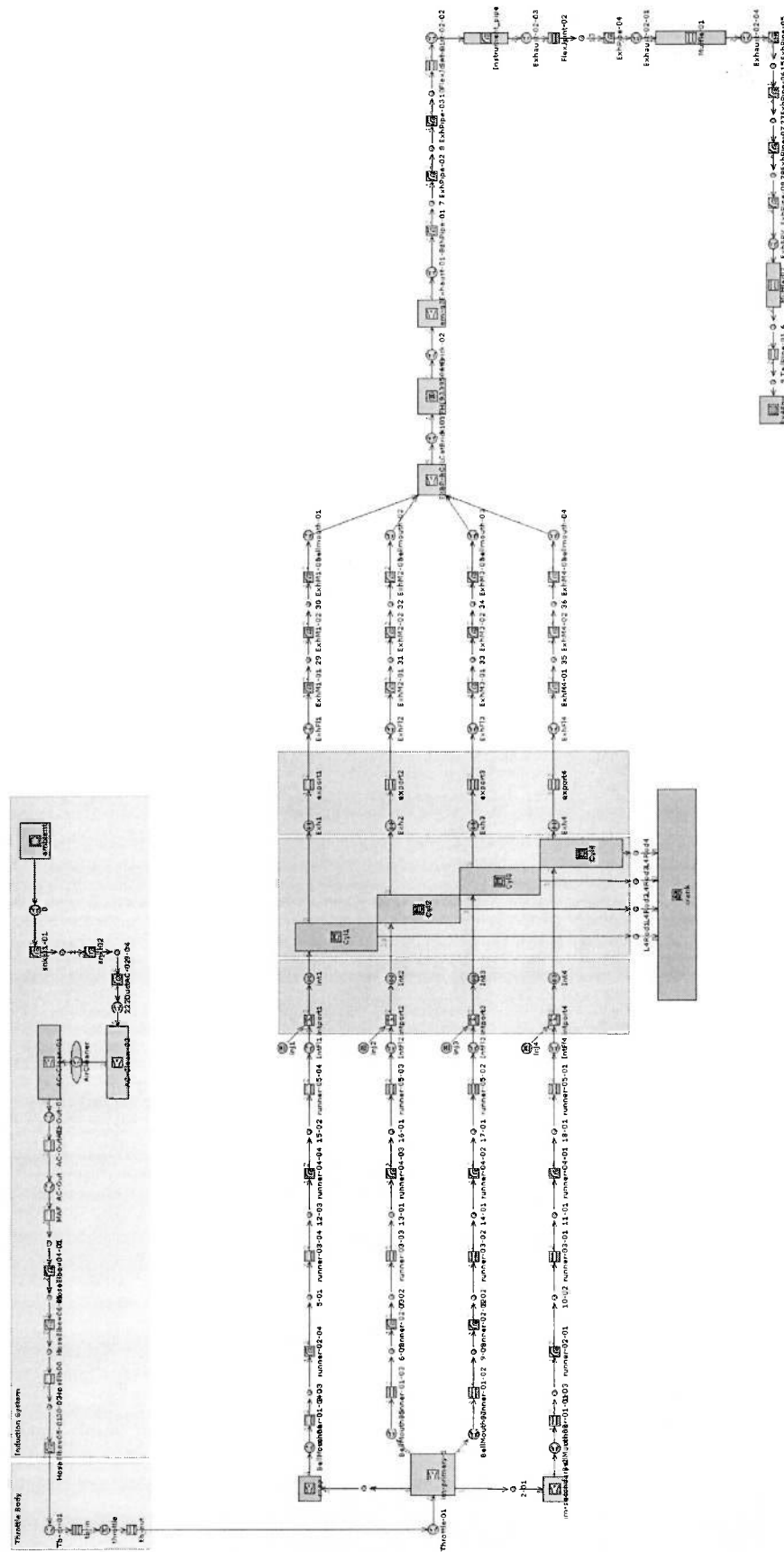
SODRE, J.; COSTA, R.; SILVA, R. **Efeitos do Comprimento do Conduto de Admissão na Performance de um motor de Combustão Interna Ciclo Otto**. In: I Jornada Científica do CEFET Bambuí, 2008, Bambuí. I Jornada Científica e VI FIPA do CEFET Bambuí, 2008.

STEEPLES, B. **Combining High Performance with Euro IV Capability in a Naturally Aspirated Production Engine**, SAE Technical Papers Series, SAE-2002-01-0335, 2007. Apresentado ao Congresso Mundial da SAE, Detroit, 2002.

TAYLOR, J.; MCKEE R.; MCCULLOUGH G.; CUNNINGHAM, G.; MCCARTAN, C. **Computer Simulation and Optimization of an Intake Camshaft for a Restricted 600cc Four-Stroke Engine**, SAE Technical Papers Series, SAE 2006-32-0071, 2006. Apresentado a Small Engine Technology Conference and Exhibition, San Antonio, 2006;

VÍTEK, O.; POLÁSEK, M. **Tuned Manifold Systems – Application of 1-D Pipe Model**, SAE Technical Papers Series, SAE 2002-01-0004, 2002. Apresentado ao CONGRESSO MUNDIAL DA SAE, 2002, Detroit.

ANEXO 1 – MAPA DO MODELO DO MOTOR BASE NO GT-Power



ANEXO 2 – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO TRANSDUTOR DE PRESSÃO DE CILINDRO

Tabela 4 - Especificações técnicas do sensor de pressão de cilindro (AVL, 2006)

Standard specification	Z121 (Z131)	
Measuring range	0...200 bar	
Overload	250 bar	
Lifetime	> 10 ⁸ load cycles	
Sensitivity (nominal)	8 (12) pC/bar	
Linearity	< ±0.5% FSO	
Natural frequency	130 kHz	
Acceleration sensitivity	< 0.001 bar/g	
Shock resistance	> 2000 g	
Operating temperature range	up to 350°C; Max. temp. of plug seat: 230°C permanent	
Burn off resistance	1 kΩ ± 0.2 kΩ	
Resistance of insulator	> 10 MΩ at 20°C	
Eccentricity of insulator	1.7 (1.1) mm	
Electric strength (permanent)	< 30 kV	
Polarity	negativ	
Thread length	19mm to 12.7mm	by distance ring
	26.5mm to 20.2mm	
Thermal sensitivity change	< ±0.6%	for 150...250°C
Insulation resistance	> 10 ¹³ Ω	at 20°C
Capacitance	5 pF	
Mass (without cable)	35 (38) grams	
Mounting torque	10 (15) Nm...15 (25) Nm	for spark plug
	2 Nm	for insulator
Thermodynamic specification		
Cyclic temperature drift	< ±0.6 bar	at 1300 rpm and 7 bar IMEP
Load change drift		
Max. zero-line gradient dp/dt	< 5 mbar/ms	
Permanent zero-line deviation	10 bar	
IMEP-stability	< 3%	

ANEXO 3 – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO ANALISADOR DA RAZAO AR / COMBUSTIVEL

MEXA-700 Lambda Specifications	
Ranges	Air/Fuel ratio: 0.0-99.9 (at H/C=1.85, O/C=0.00) Excess air ratio (Lambda): 0.00-9.99 (at H/C=1.85, O/C=0.00) Oxygen (O ₂): 0-25 vol%
Response Time	T ₆₃ within 80 ms typical; 150 ms maximum
Accuracy of Measurement	Model gas of room temperature, atmospheric pressure is used, in from 9.5 to 60 A/F range Within ± 0.3 A/F (at approx. 9.5 A/F) Within ± 0.1 A/F (at approx. 14.7 A/F) Within ± 0.3 A/F (at approx. 20 A/F) Within ± 0.7 A/F (at approx. 30 A/F) Within ± 1.0 A/F (at approx. 40 A/F) Within ± 1.5 A/F (at approx. 50 A/F) Within ± 2.0 A/F (at approx. 60 A/F)
Warm-up Time	Approx. 1 minute after start-up of the analyzer
Acceptable Vibration	For sensor: 0-284 m/s ² 0-30 G
Calibration Gas	For lean condition: O ₂ or atmospheric air For stoichiometric condition: N ₂ +H ₂ O (mixed gas) For rich condition: CO+H ₂ +CO ₂ +H ₂ O / N ₂ (mixed gas)
Sample Gas Conditions	Without water drop and mist Acceptable temperature: from -7 to 900° C
Ambient Conditions	For main unit: 5 to 45° C; less than 80% R.H.
Dimensions and Weight	W x D x H (excluding protrusions) 120 x 170 x 75 mm 5.1 x 6.7 x 2.9 in Approx. 1.6 kg / 3.5 lb
Power	10-15 V DC, 50 W
Outputs	Analog: 0-5V DC, 1 channel, full scale is changeable Digital: RS-232C
Accessories	Included Cable for sensor (10 m) DC power/output cable Recorder cable 2 Fuses Optional AC power adapter: input 100-240 V AC, 50-60 Hz; output 13 V DC

ANEXO 4 – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO MEDIDOR DE PRESSÃO BAROMÉTRICA

Models 370 and 470 Specifications

Pressure Ranges

Type of Pressure	Pressure Range	Readout or Report	Altitude Range ¹
Barometric	600 to 1100 hPa/mb	600.00 to 1100.00	-1000 to 13,800 ft.
	800 to 1100 hPa/mb	800.00 to 1100.00	-1000 to 6,400 ft.
Absolute	0 to 10 psia	10.0000	10,300 to 100,000 ft.
	0 to 20 psia	20.0000	-1000 to 100,000 ft.
	0 to 50 psia	50.0000	-1000 to 100,000 ft.
	0 to 100 psia	100.000	-1000 to 100,000 ft.

Proof Pressure: 150% of full scale pressure range

Pressure Media: Clean dry air or other gases (non-condensable)

Performance Data

Accuracy	$\pm 0.02\% \text{ FS}^3$ at 70°F (21°C)
Non-Linearity	$\pm 0.012\% \text{ FS}$ (End Point)
Hysteresis	0.010% FS
Non-Repeatability	0.010% FS
Thermal Effects⁴	
Compensated Range °F (°C)	+32 to +110 (0 to +45)
Zero Shift %FS/°F (°C)	0.002 (0.004)
Span Shift %FS/°F (°C)	0.001 (0.002)
Altitude Resolution	1 ft. (4 ft. for 100 psi range)
Stability	0.005% FS, 24 hours
	0.02% FS, 30 days
	0.05% FS, 1 year

Operating Power

Model 370: 110/220 VAC (-10% to +20%), 50/60 Hz., optional 12 VDC internal rechargeable battery pack (approx. 8 hours between charges). Approximately 4 watts power consumption.
Model 470: 5 VDC $\pm 1\%$, 70 mA max.

- Notes:
- Altitude is calculated using a polynomial expression, which is derived from the standard atmosphere curve, and corrected to sea level by the methods outlined in "Smithsonian Meteorological Tables, Vol. 114". Ranges greater than 20 psia not recommended for altimeter certification.
 - RSS of Non-Linearity, Non-Repeatability and Hysteresis.
 - FS = 300 hPa/mb for 600-1100 hPa/mb range; 500 hPa/mb for 800-1100 hPa/mb range.
 - Unit calibrated at 70°F. Maximum thermal error is computed from this datum.

Figura 71 - Especificações do transdutor de pressão barométrica (SETRA, 1998)

ANEXO 5 – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DA CÉLULA DE CARGA

Force transducer type		U2B									
Rated force	F_{nom}	kN	0.5	1	2	5	10	20	50	100	200
Class of accuracy			0.2	0.1							
Rated sensitivity	C_{nom}	mV/V	2								
rel. tensile/compressive sensitivity variance	d_c	%	<0.2/1.5		<0.2/0.5						
rel. zero signal variance	$d_{s,0}$	%	<1								
Hysteresis error ($0.5F_{nom}$)	u	%	<0.2		<0.15						
Linearity variation	d_{lin}	%	<0.2		<0.1						
Influence of temperature on sensitivity/10 K relative to nominal sensitivity	TK_c	%	0.1								
Influence of temperature on the zero signal/10 K relative to nominal sensitivity	TK_0	%	0.05								
Influence of eccentricity (1 mm)	d_E	%	0.05								
Influence of lateral force (lateral force 10 % F_{nom}) ¹⁾	d_Q	%	0.1								
Rel. creep over 30 min	d_{crF+E}	%	<± 0.06								
Input resistance	R_i	Ω	>345								
Output resistance	R_o	Ω	300...400								
Insulation resistance	R_{is}	Ω	>2·10 ⁹								
Reference excitation voltage	U_{ref}	V	5								
Service range of excitation voltage	$B_{U,GT}$	V	0.5...12								
Rated temperature range	$B_{t,nom}$	°C	-10...+70								
Service temperature range	$B_{t,G}$	°C	-30...+85 (120) ³⁾								
Storage temperature range	$B_{t,S}$	°C	-50...+85								
Reference temperature	t_{ref}	°C	+23								
Max. operating force	(F_G)	%	130	150							
Breaking force	(F_B)	%	>300								
Static lateral force limit ¹⁾	(F_Q)	%	25								
Nominal displacement	S_{nom}	mm	<0.1		<0.07		<0.09				
Fundamental resonance frequency	f_G	kHz	4	6	8.7	14	17.5	8	8.5	5	5.6
Weight		kg	0.8		2.9		4.3		10.7		15.9
Rel. permissible vibration loading	F_{rb}	%	100	160							
Protection system according to DIN EN 60529	-	-	IP67								
Length of cable, 6-wire connection	-	-	3 m					6 m		12 m	

¹⁾ relative to a force introduction 20 mm over the membrane

³⁾ Class 120 °C version optional. The technical data in the extended service temperature range may differ from the data mentioned above. The 120 °C version cannot be used for zero-related long-term measurements.

Figura 72 - Especificações da célula de carga utilizada no dinamômetro (HMB, 2006)