

CENTRO UNIVERSITÁRIO POSITIVO

SOBREALIMENTAÇÃO PARALELA EM MOTORES A CICLO OTTO

CURITIBA

2006

FÁBIO COIMBRA KUPCHAK
ROGERIO DE JESUS TEIXEIRA DE AZEVEDO

SOBREALIMENTAÇÃO PARALELA EM MOTORES A CICLO OTTO

Monografia apresentada à disciplina Projeto Final de Curso como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico, no Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Centro Universitário Positivo.

Orientador: Prof. Cláudio Mund Carreirão

CURITIBA

2006

| | |
|------------------------|--|
| ALUNO 1: | ROGERIO DE JESUS TEIXEIRA DE AZEVEDO |
| ALUNO 2: | FÁBIO COIMBRA KUPCHAK |
| TÍTULO: | SOBREALIMENTAÇÃO PARALELA EM MOTORES DO CICLO OTTO |
| PROFESSOR ORIENTADOR: | CLÁUDIO MUND CARREIRÃO |
| PROFESSOR RELATOR: | WILSON MAFTOUM |
| PROFESSOR COLABORADOR: | JEFFERSON F. DE DEUS |

TERMO DE APROVAÇÃO

Esta monografia foi apresentada para a Banca Examinadora, abaixo-assinada, que a aprovou.

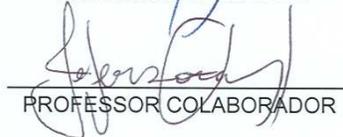
Banca Examinadora:



PROFESSOR ORIENTADOR



PROFESSOR RELATOR



PROFESSOR COLABORADOR

OBSERVAÇÕES:

DEDICATÓRIA

Dedicamos este trabalho à família, pelo apoio e estrutura recebidos desde a infância e às companheiras, Juliana e Eliete, pela paciência e compreensão durante a realização deste trabalho.

AGRADECIMENTOS

A todos que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho, entre eles: Prof. Cláudio Carreirão, Prof. Eduardo Torres, Prof. Wilson Maftoum e Prof. Jefferson F. de Deus.

Adicionalmente gostaríamos de agradecer ao Eng. Júlio César Lodetti, funcionários do Centro Universitário Positivo e colegas de trabalho da Renault e Volvo do Brasil.

SUMÁRIO

| | |
|---|------|
| LISTA DE FIGURAS | viii |
| LISTA DE TABELAS | xi |
| RESUMO | xii |
| 1 INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 OBJETIVOS | 2 |
| 1.2 DESCRIÇÃO DOS CAPÍTULOS..... | 3 |
| 2 EMBASAMENTO TEÓRICO DE MOTORES | 4 |
| 2.1 CICLO OTTO..... | 5 |
| 3 SOBREALIMENTADORES PARA MOTORES | 12 |
| 3.1 COMPRESSOR VOLUMÉTRICO | 12 |
| 3.1.1 Compressor Volumétrico de Deslocamento Positivo | 13 |
| 3.1.2 Compressor Volumétrico Dinâmico | 14 |
| 3.2 TURBOCOMPRESSORES | 15 |
| 3.2.1 Turbocompressores de Geometria Fixa | 16 |
| 3.2.2 Turbocompressores de Geometria Variável | 17 |
| 3.2.3 Tempo de Resposta de Turbocompressores | 19 |
| 3.3 ÓXIDO NITROSO | 20 |
| 4 BANCO DE ENSAIO DE MOTORES | 23 |
| 4.1 FREIO DINAMOMÉTRICO | 24 |
| 4.2 INSTRUMENTAÇÃO..... | 27 |
| 4.3 AUTOMAÇÃO..... | 28 |
| 4.3.1 Sistema de Água..... | 28 |
| 4.3.2 Sistema de Combustível | 30 |
| 4.3.3 Sistema de Ar..... | 31 |
| 5 SISTEMA DE MEDIÇÃO | 33 |
| 5.1 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS | 33 |
| 5.2 SENSORES DO MOTOR..... | 36 |
| 5.2.1 Sensor de Oxigênio | 36 |

| | |
|---|-----------|
| 5.2.2 Sensor de Massa de Ar | 37 |
| 5.2.3 Sensor de Rotação | 38 |
| 5.2.4 Sensor de Temperatura do Ar | 39 |
| 5.2.5 Sensor de Temperatura do Líquido de Arrefecimento | 40 |
| 5.2.6 Sensor de Pressão Absoluta | 40 |
| 5.2.7 Sensor de Posição da Borboleta | 41 |
| 5.2.8 Sensor de Detonação | 41 |
| 5.3 SENSORES DO BANCO DE ENSAIOS | 44 |
| 5.3.1 Temperatura do Ar antes do “Intercooler” | 44 |
| 5.3.2 Temperatura da Água da Entrada do Motor | 45 |
| 5.3.3 Temperatura da Água na Saída do Motor | 46 |
| 5.3.4 Temperatura dos Gases de Escape | 46 |
| 5.3.5 Temperatura do Óleo do Motor | 47 |
| 5.3.6 Temperatura no Coletor de Admissão | 48 |
| 5.3.7 Temperatura Ambiente | 48 |
| 5.3.8 Pressão de Admissão | 49 |
| 6 SISTEMA PARALELO DE SOBREALIMENTAÇÃO | 50 |
| 6.1 DADOS TÉCNICOS E DESCRIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS | 54 |
| 7 PLANO DE ENSAIO | 55 |
| 7.1 ENSAIO SOBRE OS RESERVATÓRIOS | 55 |
| 7.1.1 Procedimento para Determinação da Temperatura de Injeção | 55 |
| 7.1.2 Procedimento para Determinação da Autonomia dos Reservatórios | 59 |
| 7.2 SENSOR DE PRESSÃO | 62 |
| 7.3 ENSAIO SOBRE O MOTOR | 63 |
| 7.3.1 Ensaio com Rotação Constante e Carga Constante | 65 |
| 7.3.2 Ensaio com Rotação Constante e Carga Variável | 66 |
| 7.3.3 Ensaio com Rotação Variável e Carga Variável | 68 |
| 8 ANÁLISE DOS RESULTADOS | 70 |
| 8.1.1 Ensaio com Rotação Constante e Carga Constante | 70 |
| 8.1.2 Ensaio com Rotação Constante e Carga Variável | 76 |

| | |
|--|------------|
| 8.1.3 Ensaio com Rotação Variável e Carga Variável | 82 |
| 9 CONCLUSÃO | 93 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 96 |
| DOCUMENTOS CONSULTADOS | 100 |
| APÊNDICE 1 – ADAPTADOR DE INJEÇÃO | 103 |
| APÊNDICE 2 - MANIPULAÇÃO DO BANCO DE ENSAIOS | 104 |
| APÊNDICE 3 – CONFIGURAÇÃO DO SENSOR NO BANCO DE ENSAIOS | 111 |
| ANEXO 1 - RESERVATÓRIO DE AR | 118 |
| ANEXO 2 - UNIDADE DE CONDICIONAMENTO, REGULADOR..... | 119 |
| ANEXO 3 - UNIDADE DE CONDICIONAMENTO, FILTRO | 120 |
| ANEXO 4 – VÁLVULA PILOTO..... | 121 |
| ANEXO 5 – VÁLVULA DE CONTROLE DIRECIONAL | 122 |
| ANEXO 6 – TERMÔMETRO DIGITAL..... | 123 |
| ANEXO 7 – TABELA PARA SELEÇÃO DE RESERVATÓRIOS DE AR..... | 124 |
| ANEXO 8 – MEDIDOR DE PRESSÃO | 125 |
| ANEXO 9 – CALIBRADOR DE PRESSÃO | 126 |

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| FIGURA 1 – CICLO OTTO, TEMPOS DO MOTOR..... | 5 |
| FIGURA 2 – CICLO OTTO, DIAGRAMA PRESSÃO/VOLUME | 6 |
| FIGURA 3 – CICLO OTTO, DIAGRAMA TEMPERATURA/ENTROPIA | 8 |
| FIGURA 4 – CICLO OTTO, RENDIMENTO TÉRMICO | 9 |
| FIGURA 5 – CICLO REAL, MOTOR 4 TEMPOS..... | 10 |
| FIGURA 6 – CICLO IDEAL, MOTOR 4 TEMPOS | 11 |
| FIGURA 7 – COMPRESSOR VOLUMÉTRICO DE DESLOCAMENTO POSITIVO, PARAFUSOS | 12 |
| FIGURA 8 – COMPRESSOR VOLUMÉTRICO DE DESLOCAMENTO POSITIVO, LÓBULOS . | 14 |
| FIGURA 9 – COMPRESSOR VOLUMÉTRICO DINÂMICO, CENTRÍFUGO | 14 |
| FIGURA 10 – TURBOCOMPRESSOR | 15 |
| FIGURA 11 – TURBOCOMPRESSOR, GEOMETRIA FIXA..... | 16 |
| FIGURA 12 – TURBOCOMPRESSOR, GEOMETRIA VARIÁVEL..... | 17 |
| FIGURA 13 – TURBOCOMPRESSOR, GEOMETRIA VARIÁVEL..... | 18 |
| FIGURA 14 – ÓXIDO NITROSO, DIAGRAMA DE FUNCIONAMENTO | 20 |
| FIGURA 15 – ÓXIDO NITROSO, CURVAS DE TORQUE/POTÊNCIA..... | 21 |
| FIGURA 16 – ÓXIDO NITROSO, KIT DE INSTALAÇÃO | 22 |
| FIGURA 17 – SALA DE TESTES | 23 |
| FIGURA 18 – FREIO DINAMOMÉTRICO, UNICENP | 25 |
| FIGURA 19 – CÉLULA DE CARGA TIPO S | 25 |
| FIGURA 20 – FREIO DINAMOMÉTRICO GERADOR, RENAULT..... | 26 |
| FIGURA 21 – INSTRUMENTAÇÃO DO MOTOR | 27 |
| FIGURA 22 – TORRES DE RESFRIAMENTO | 28 |
| FIGURA 23 – VÁLVULAS DE CONTROLE | 29 |
| FIGURA 24 – TROCADOR DE CALOR | 29 |
| FIGURA 25 – SISTEMA DE COMBUSTÍVEL..... | 30 |
| FIGURA 26 – SISTEMA DE COMBUSTÍVEL..... | 31 |
| FIGURA 27 – SISTEMA DE ADMISSÃO/CIRCULAÇÃO | 32 |
| FIGURA 28 – SISTEMA DE ESCAPE | 32 |
| FIGURA 29 – SISTEMA DE MEDIÇÃO | 33 |
| FIGURA 30 – SONDA LAMBDA | 36 |
| FIGURA 31 – SONDA LAMBDA, ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO | 37 |
| FIGURA 32 – SENSOR DE MASSA DE AR | 38 |

| | |
|---|----|
| FIGURA 33 – SENSOR DE ROTAÇÃO | 39 |
| FIGURA 34 – SENSOR DE TEMPERATURA DO AR..... | 39 |
| FIGURA 35 – SENSOR DE TEMPERATURA DO LÍQUIDO DE ARREFECIMENTO | 40 |
| FIGURA 36 – SENSOR DE PRESSÃO ABSOLUTA..... | 41 |
| FIGURA 37 – SENSOR DE DETONAÇÃO, LOCALIZAÇÃO..... | 42 |
| FIGURA 38 – SENSOR DE DETONAÇÃO, COMPONENTES | 42 |
| FIGURA 39 – SENSOR DE DETONAÇÃO..... | 43 |
| FIGURA 40 – TEMPERATURA ANTES DO INTERCOOLER..... | 45 |
| FIGURA 41 – TEMPERATURA ÁGUA ENTRADA MOTOR..... | 45 |
| FIGURA 42 – TEMPERATURA ÁGUA SAÍDA MOTOR..... | 46 |
| FIGURA 43 – TEMPERATURA DOS GASES DE ESCAPE | 47 |
| FIGURA 44 – TEMPERATURA DO ÓLEO | 47 |
| FIGURA 45 – TEMPERATURA NO COLETOR DE ADMISSÃO..... | 48 |
| FIGURA 46 – TEMPERATURA AMBIENTE | 49 |
| FIGURA 47 – PRESSÃO DE ADMISSÃO..... | 49 |
| FIGURA 48 – PROPOSTA DE SISTEMA PARALELO DE SOBREALIMENTAÇÃO | 52 |
| FIGURA 49 – ADAPTADOR DE INJEÇÃO..... | 53 |
| FIGURA 50 – DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DE INJEÇÃO | 56 |
| FIGURA 51 – DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DO AR..... | 57 |
| FIGURA 52 – ISOLAMENTO DA SAÍDA DE AR..... | 58 |
| FIGURA 53 – DETERMINAÇÃO DA AUTONOMIA DOS RESERVATÓRIOS..... | 60 |
| FIGURA 54 – QUEDA DE PRESSÃO NA SAÍDA DOS RESERVATÓRIOS | 61 |
| FIGURA 55 – PRESSÃO DE ADMISSÃO..... | 63 |
| FIGURA 56 – CONDIÇÕES DE ENSAIO (ROT. CTE / CARGA CTE.)..... | 66 |
| FIGURA 57 – CONDIÇÕES DE ENSAIO (ROT. CTE. / CARGA VAR.)..... | 67 |
| FIGURA 58 – CONDIÇÕES DE ENSAIO (ROT. VAR / CARGA VAR.)..... | 69 |
| FIGURA 59 – TEMPERATURA DO AR NA ADMISSÃO DO MOTOR (ENSAIO 1)..... | 71 |
| FIGURA 60 – TEMPERATURA NO COLETOR DE ADMISSÃO (ENSAIO 1) | 72 |
| FIGURA 61 – TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA (ENSAIO 1)..... | 73 |
| FIGURA 62 – TEMPERATURA DO ÓLEO (ENSAIO 1)..... | 73 |
| FIGURA 63 – PRESSÃO DE ADMISSÃO (ENSAIO 1) | 74 |
| FIGURA 64 – TORQUE DO MOTOR (ENSAIO 1)..... | 75 |
| FIGURA 65 – POTÊNCIA DO MOTOR (ENSAIO 1)..... | 76 |
| FIGURA 66 – TEMPERATURA DO AR NA ADMISSÃO DO MOTOR (ENSAIO 2)..... | 77 |
| FIGURA 67 – TEMPERATURA NO COLETOR DE ADMISSÃO (ENSAIO 2) | 78 |
| FIGURA 68 – TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA (ENSAIO 2)..... | 79 |

| | |
|--|-----|
| FIGURA 69 – ROTAÇÃO DO MOTOR (ENSAIO 2)..... | 79 |
| FIGURA 70 – PRESSÃO DE ADMISSÃO (ENSAIO 2) | 80 |
| FIGURA 71 – TORQUE DO MOTOR (ENSAIO 2)..... | 81 |
| FIGURA 72 – POTÊNCIA DO MOTOR (ENSAIO 2) | 82 |
| FIGURA 73 – TEMPERATURA DO AR NA ADMISSÃO DO MOTOR (ENSAIO 3)..... | 83 |
| FIGURA 74 – TEMPERATURA NO COLETOR DE ADMISSÃO (ENSAIO 3) | 84 |
| FIGURA 75 – TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA (ENSAIO 3)..... | 84 |
| FIGURA 76 – TEMPERATURA DO ÓLEO (ENSAIO 3)..... | 85 |
| FIGURA 77 – PRESSÃO DE ADMISSÃO (ENSAIO 3) | 86 |
| FIGURA 78 – PRESSÃO DE ADMISSÃO, FUNÇÃO DO REGIME (ENSAIO 3)..... | 87 |
| FIGURA 79 – PRESSÃO DE ADMISSÃO, FUNÇÃO DO REGIME - POLINÔMIO (ENSAIO 3) . | 87 |
| FIGURA 80 – TORQUE (ENSAIO 3)..... | 88 |
| FIGURA 81 – TORQUE EM FUNÇÃO DO REGIME (ENSAIO 3) | 89 |
| FIGURA 82 – POTÊNCIA (ENSAIO 3) | 89 |
| FIGURA 83 – POTÊNCIA EM FUNÇÃO DO REGIME (ENSAIO 3)..... | 90 |
| FIGURA 84 – PRESSÃO MÉDIA EFETIVA (ENSAIO 3)..... | 91 |
| FIGURA 85 – GANHO PERCENTUAL DE POTÊNCIA (ENSAIO 3)..... | 92 |
| FIGURA 86 – INTERRUPTORES DA BOMBA DE ARREFECIMENTO | 105 |
| FIGURA 87 – MANÔMETRO DA BOMBA DE ARREFECIMENTO | 105 |
| FIGURA 88 – INTERRUPTORES DA BOMBA DE ARREFECIMENTO | 106 |
| FIGURA 89 – CHAVE GERAL | 106 |
| FIGURA 90 – BOMBA DE COMBUSTÍVEL | 107 |
| FIGURA 91 – PAINEL DE CONTROLE PRINCIPAL..... | 107 |
| FIGURA 92 – COMPUTADOR DO PAINEL DE CONTROLE..... | 108 |
| FIGURA 93 – SOFTWARE XT WIN PLUS..... | 108 |
| FIGURA 94 – INTERRUPTORES DO PAINEL DO BANCO DE ENSAIOS | 109 |
| FIGURA 95 – CONFIGURAÇÃO DO SENSOR..... | 112 |
| FIGURA 96 – CONFIGURAÇÃO FÍSICA | 112 |
| FIGURA 97 – CONFIGURAÇÃO DO HARDWARE..... | 113 |
| FIGURA 98 – FUNDO DE ESCALA..... | 114 |
| FIGURA 99 – DIAGNOSTICA | 114 |
| FIGURA 100 – ENTRADAS ANALÓGICAS | 115 |
| FIGURA 101 – CONFIGURAÇÃO DO SENSOR..... | 115 |
| FIGURA 102 – CONFIGURAÇÃO, PONTOS DE ZERO | 116 |
| FIGURA 103 – CONFIGURAÇÃO, PUNTO DE FUNDO DE ESCALA | 117 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|--|----|
| TABELA 1 – DINAMÔMETRO E ALIMENTADOR MICROPROCESSADO | 34 |
| TABELA 2 – TERMOPARES, TERMORESISTORES E TRANSMISSORES DE PRESSÃO..... | 35 |
| TABELA 3 – SISTEMA PARALELO DE SOBREALIMENTAÇÃO, MATERIAIS | 54 |
| TABELA 4 – LISTA DE MATERIAIS PARA OS ENSAIOS | 56 |
| TABELA 5 – QUEDA DE PRESSÃO NA SAÍDA DOS RESERVATÓRIOS | 60 |

RESUMO

A instalação de sobrealimentadores em motores de ciclo Otto tem a função básica de conseguir produzir mais potência em motores com capacidade volumétrica pequena. Tais sistemas, como turbocompressores, compressores volumétricos, e até mesmo a injeção de óxido nítrico, têm suas vantagens e desvantagens, como qualquer mecanismo mecânico. A utilização de um sistema de sobrealimentação paralelo de injeção de ar comprimido é uma alternativa barata, com performance intermediária, para a melhora do desempenho de motores com turbocompressores de geometria fixa. Este trabalho demonstra o estudo da performance de motores turboalimentados do ciclo Otto, operando com sobrealimentação paralela de ar comprimido no sistema de admissão, amenizando o efeito da baixa performance do turbo em baixas rotações, efeito conhecido como “turbo lag”.

Palavras-chave: Sobrealimentação; “Turbo Lag”; Ar Comprimido, Motores.

1 INTRODUÇÃO

Desde a construção dos primeiros automóveis a vapor no século XIX, passando pelo primeiro motor a combustão interna em 1860 até os dias de hoje, o homem vem buscando incansavelmente formas de melhorar o funcionamento e desempenho dos veículos automotores.

Nos últimos anos, os veículos vêm passando por inúmeras mudanças. A evolução generalizada de seus componentes tornou-os mais seguros, confortáveis, econômicos, rápidos e silenciosos. Ao contrário dos primeiros veículos a vapor do início do século, hoje os automóveis possuem características que os tornam cada vez mais interessantes e cobiçados pelos consumidores. Tamanha evolução levou os automóveis a um nível tecnológico nunca antes imaginado.

Apesar disso, pesquisadores e indústrias automobilísticas continuam buscando soluções alternativas para obtenção de motores menos poluentes, mais econômicos e eficientes. Busca-se o aumento da potência sem aumentar o volume do motor.

Nesse sentido, os motores sobrealimentados possuem uma grande importância. A instalação de sobrealimentadores em motores de ciclo Otto tem a função básica de conseguir produzir mais potência em motores com capacidade volumétrica pequena. Tais sistemas, como turbocompressores ou compressores volumétricos, têm suas vantagens e desvantagens, como qualquer mecanismo mecânico.

O turbocompressor, por exemplo, utiliza a energia dos gases de escape como força motriz para o seu funcionamento, entretanto, não apresenta bom rendimento em baixas rotações, fenômeno conhecido como “Turbo Lag¹”.

O compressor volumétrico, por sua vez, apresenta uma boa resposta de enchimento do motor em baixa rotação, no entanto, retira uma parte da potência útil do motor para conseguir comprimir o ar de alimentação.

¹ Informações mais detalhadas sobre esse fenômeno serão apresentadas na seção 3.2.3 Tempo de Resposta de Turbocompressores.

Sistemas paralelos, como a injeção de óxido nítrico, também têm por objetivo aumentar, instantaneamente, a potência gerada por motores a combustão interna, atuando em toda a sua faixa de funcionamento, entretanto, tais sistemas têm um custo alto de reabastecimento.

A utilização de um sistema de sobrealimentação paralelo de injeção de ar comprimido é uma alternativa barata, com performance intermediária, para a melhora do desempenho de motores sobrealimentados com turbocompressores de geometria fixa.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo geral deste trabalho é o estudo de motores turbo alimentados, de ciclo Otto, operando com sobrealimentação paralela de ar comprimido no sistema de admissão, visando eliminar, ou amenizar, o baixo desempenho do turbo em baixas rotações.

Este estudo se propõe a analisar o desempenho, funcionamento, viabilidade técnica e conseqüências da utilização deste sistema paralelo de sobrealimentação. No entanto, não será analisada sua viabilidade de instalação em veículos de rua.

Ao longo dos ensaios são coletados diversos dados, entre eles:

- Curvas de torque com e sem o uso da sobrealimentação paralela de ar comprimido;
- Curvas de potência com e sem o uso da sobrealimentação paralela de ar comprimido;
- Evolução da pressão no coletor de admissão, com e sem o uso da sobrealimentação paralela de ar comprimido;
- Queda de pressão e autonomia dos reservatórios de ar comprimido;
- Temperatura no coletor de admissão.

1.2 DESCRIÇÃO DOS CAPÍTULOS

O Capítulo 2 trata da teoria e funcionamento de motores a combustão interna do Ciclo Otto.

No Capítulo 3 são apresentados os principais sobrealimentadores de ar utilizados em motores de Ciclo Otto (Compressor Volumétrico, Turbocompressor e Óxido Nitroso) e descrição detalhada sobre o efeito “Turbo Lag”.

O Capítulo 4 trata de forma sucinta os principais tipos de bancos de ensaio de motores e seus respectivos subsistemas: Instrumentação e Automação.

O Capítulo 5 descreve as características gerais dos sistemas de medição e aquisição de dados, incluindo os sensores do motor e os sensores do banco de ensaios do Laboratório de Ensaios de Motores do UnicenP.

O Capítulo 6 contém a descrição do princípio de funcionamento do sistema paralelo de sobrealimentação, hipóteses de solução e formulação para embasamento teórico.

O Capítulo 7 descreve todos os procedimentos e ensaios para determinação da autonomia dos reservatórios, temperatura de injeção, seleção e configuração do sensor de pressão e ensaios sobre o motor.

O Capítulo 8 apresenta a avaliação e análise dos resultados obtidos com a injeção paralela de ar comprimido na admissão do motor.

O Capítulo 9, por fim, contém a conclusão e considerações finais sobre o sistema de sobrealimentação paralela.

2 EMBASAMENTO TEÓRICO DE MOTORES

Os motores a combustão interna são máquinas térmicas onde o calor é adicionado ao sistema por meio da queima de um combustível diluído no fluido de trabalho. Num primeiro estágio, o fluido de trabalho é o ar ou a mistura ar/combustível, facilmente inflamável. Num segundo estágio o fluido de trabalho é formado pelos gases da combustão. Como o fluido de trabalho não completa um ciclo termodinâmico, diz-se que o motor trabalha em ciclo aberto.

Independentemente se operam em dois ou quatro tempos ou se utilizam ignição por centelha ou ignição por compressão, os motores a combustão interna, seguem um ciclo mecânico e não um ciclo termodinâmico. No entanto, a eficiência térmica de um motor é estimada pela comparação entre o ciclo mecânico real do motor com o correspondente ciclo padrão a ar, devido à similaridade entre ambos.

Para definir os ciclos a ar, é necessário assumir as seguintes hipóteses:

- O fluido de trabalho se comporta como um gás perfeito, com calor específico constante e massa fixa de ar.
- A combustão (adição de calor) é considerada um processo de transferência de calor externa ao fluido de trabalho.
- Não existe o processo de admissão e exaustão.
- O ciclo se completa com um processo de rejeição de calor para uma fonte fria.
- Todos os processos são considerados reversíveis.
- Considera-se que o ar tenha calor específico constante.

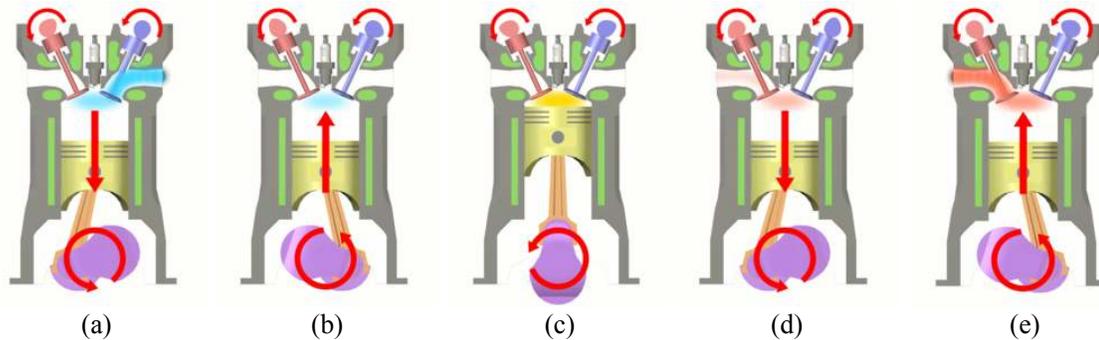
A seguir são apresentados o princípio de funcionamento e um breve histórico sobre o principal ciclo a ar para motores de ignição por centelha, o ciclo Otto.

2.1 CICLO OTTO

O ciclo Otto, também chamado de ciclo a quatro tempos de um motor de combustão interna ou Ciclo Ideal Padrão Otto, é o ciclo que mais se aproxima do motor de ignição por centelha. É um ciclo ideal, idealizado pelo engenheiro francês Alphonse Beau de Rochas em 1862. Em 1876, implementado com sucesso pelo engenheiro alemão Nikolaus Otto e posteriormente adaptado por Étienne Lenoir e Rudolf Diesel.

De acordo com R. STONE (1999), é normalmente usado como base para comparação de motores com ignição por centelha e motores com ignição por compressão de alta rotação. Pode utilizar combustíveis leves como gasolina, álcool e gás natural. A Figura 1 ilustra o esquema de funcionamento de um motor de ciclo Otto.

FIGURA 1 – CICLO OTTO, TEMPOS DO MOTOR



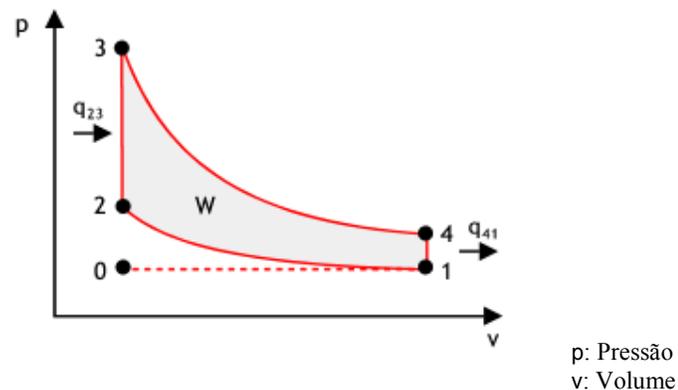
FONTE: WIKIPEDIA, 2006.

- a) Admissão: O movimento descendente do pistão aspira a mistura ar/combustível pela válvula de admissão que se encontra aberta em um processo isobárico.
- b) Compressão: Quando atinge o ponto morto inferior (PMI), a válvula de admissão se fecha e inicia-se a compressão da mistura ar/combustível por meio do movimento ascendente do pistão. Devido à alta velocidade do pistão, não há tempo para ocorrer troca de calor, por este motivo este processo é considerado adiabático.

- c) Ignição: Quando o pistão atinge o ponto morto superior (PMS) uma centelha provoca a ignição da mistura, ou seja, ocorre fornecimento de calor pela reação da combustão. Por se tratar de um processo muito rápido, considera-se que o mesmo ocorre sob volume constante.
- d) Expansão: A ignição da mistura eleva a pressão dentro da câmara de combustão, forçando o pistão para baixo até atingir o PMI. Similarmente ao que ocorre em (b), este processo também pode ser considerado adiabático.
- e) Escape: Ao atingir o PMI, a válvula de escape é aberta, reduzindo rapidamente a pressão do gás. O movimento ascendente do pistão, com a válvula de escape aberta, remove a maior parte dos gases da combustão e o ciclo se reinicia quando o pistão atinge o PMS.

Baseado no esquema de funcionamento descrito acima é possível traçar os diagramas Pressão (p) x Volume (v) da Figura 2:

FIGURA 2 – CICLO OTTO, DIAGRAMA PRESSÃO/VOLUME



FONTE: MY SPACE, 2006.

É comum não considerar os processos de admissão e exaustão dos gases (0-1 e 1-0 respectivamente) durante a análise termodinâmica do ciclo ideal. Desta forma, o ciclo limita-se à região 1-2-3-4 do diagrama.

Os processos 1-2 e 3-4 são considerados isoentrópicos e adiabáticos. A troca de calor acontece em 2-3 (calor fornecido) e 4-1 (calor cedido ao ambiente), onde as transformações ocorrem a volume constante.

Utilizando a primeira lei da termodinâmica e considerando o ar como um gás perfeito (calor específico constante), é possível determinar as equações do calor fornecido (q_{23}) e cedido (q_{41}) pelo sistema:

$$q_{23} = m \cdot c_V \cdot (T_3 - T_2), \quad (1)$$

$$q_{41} = m \cdot c_V \cdot (T_4 - T_1), \quad (2)$$

onde: q_{23} : Calor fornecido ao sistema (J);

q_{41} : Calor cedido ao ambiente pelo sistema (J);

m : Massa (kg);

c_V : Calor específico a volume constante ($J/kg \cdot K$);

T_1 : Temperatura no início da Compressão (K);

T_2 : Temperatura no final da Compressão (K);

T_3 : Temperatura no início da Expansão (K);

T_4 : Temperatura no final da Expansão (K).

O rendimento térmico do ciclo é dado por:

$$\eta_{Oto} = \frac{\omega_{liq}}{q_{23}} = \frac{q_{23} - q_{41}}{q_{23}} = 1 - \frac{q_{41}}{q_{23}}, \quad (3)$$

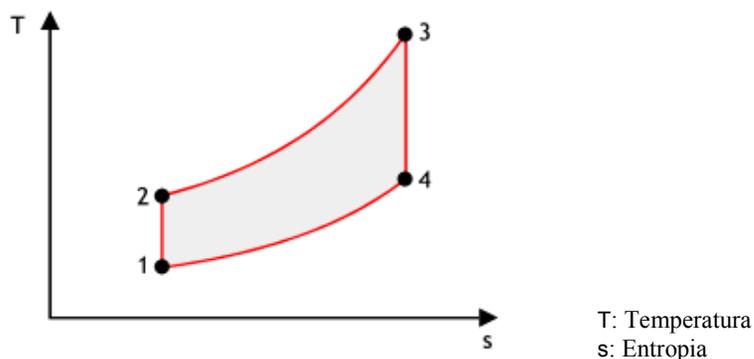
onde: ω_{liq} : Trabalho líquido.

Substituindo as Equações (1) e (2) na Equação (3), obtém-se:

$$\eta_{Oto} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}. \quad (4)$$

A Figura 3 apresenta o diagrama Temperatura (T) x Entropia (s):

FIGURA 3 – CICLO OTTO, DIAGRAMA TEMPERATURA/ENTROPIA



FONTE: MY SPACE, 2006.

Para os processos isoentrópicos 1-2 e 3-4, as seguintes relações são válidas:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1} \quad \text{e} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1},$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad \text{ou} \quad \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad \text{e} \quad r = \frac{V_1}{V_2}.$$

onde: n : razão entre os calores específicos do gás;

V_1 : Volume mínimo da mistura no cilindro;

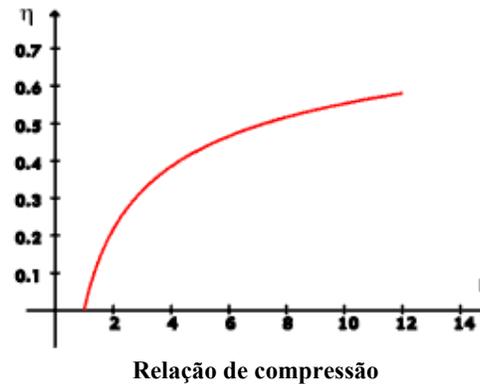
V_2 : Volume máximo da mistura no cilindro.

Desta forma, substituindo as relações acima na Equação (4), obtém-se o rendimento do ciclo Otto em função apenas da relação de compressão r :

$$\eta_{Otto} = 1 - r^{1-n}. \quad (5)$$

Portanto, o rendimento do ciclo Otto não depende da temperatura do ciclo, pois é função apenas da relação de compressão. Quanto mais alta for essa relação, maior será o rendimento do ciclo, conforme mostrado na Figura 4.

FIGURA 4 – CICLO OTTO, RENDIMENTO TÉRMICO



FONTE: MY SPACE, 2006.

De forma similar, segundo R. STONE (1999), quando se aumenta a relação de compressão em um motor real de ignição por centelha, o rendimento também aumenta. No entanto, esse aumento na relação de compressão eleva a tendência de autodetonação do combustível. Essa reação ocorre quando a temperatura e a pressão dos gases não queimados atingem valores muito elevados, causando a ignição espontânea do combustível. Essa detonação é caracterizada pela queima extremamente rápida do combustível, que gera fortes ondas de pressão no cilindro, transmitindo vibração ao motor.

Desta forma, a relação de compressão máxima que pode ser utilizada é aquela onde a detonação é evitada.

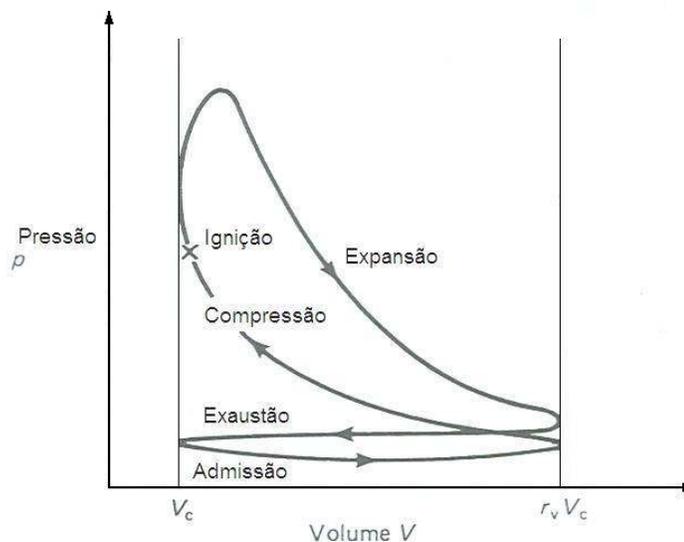
Fatores importantes onde o motor de ignição por centelha de ciclo aberto se afasta do ciclo padrão:

- Existe perda de carga dos escoamentos nas válvulas, por esse motivo é necessária certa quantidade de trabalho para alimentar o cilindro com ar e descarregar os produtos da combustão no coletor de escapamento.
- Existe significativa transferência de calor entre os gases e as paredes do cilindro.
- Existem irreversibilidades associadas aos gradientes de pressão e temperatura.
- O aumento da temperatura eleva os calores específicos dos gases reais.

- O processo de transferência de calor a alta temperatura é substituído pelo processo de combustão, fazendo com que a combustão possa ser incompleta.

Segundo R. STONE (1999), o diagrama ilustrado na Figura 5 pode ser usado tanto para representar um ciclo real de um motor de ignição por compressão ou de um motor de ignição por centelha.

FIGURA 5 – CICLO REAL, MOTOR 4 TEMPOS

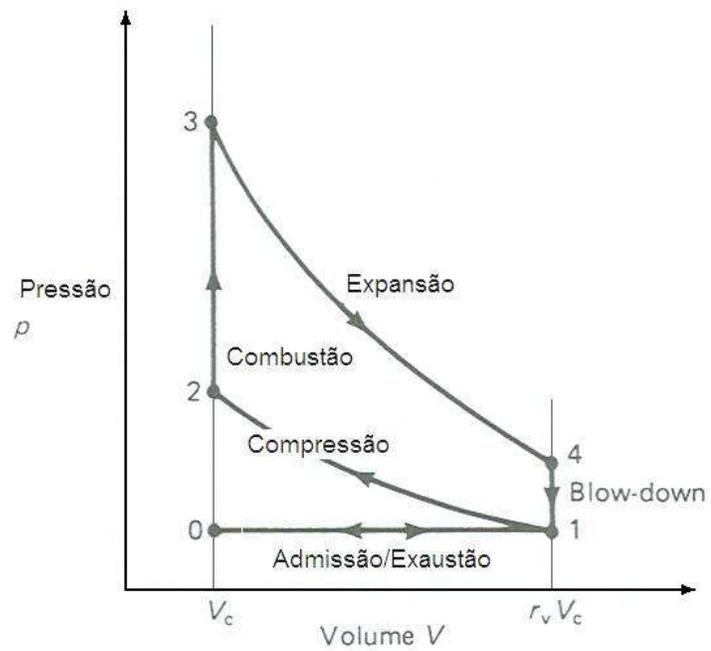


FONTE: STONE, 1999.

Em ambos os casos a ignição não ocorre nem a volume ou pressão constantes. Por simplicidade, no entanto, esse mesmo ciclo pode ser idealizado como combustão a volume constante (Figura 6) e desta forma comparado com o ciclo Otto (Figura 2).

No ciclo idealizado da Figura 6, a admissão (0-1) ocorre sem queda de pressão. A compressão e a expansão (1-2, 3-4) não são adiabáticas, desta forma também não são isoentrópicas. Considera-se que a combustão ocorra instantaneamente a volume constante (2-3). Finalmente quando a válvula de escape se abre, ocorre uma rápida queda de pressão no cilindro, seguida da expansão dos gases de escape (4-1) dentro do coletor de escape, e em seguida o escape ocorrendo sem queda de pressão (1-0).

FIGURA 6 – CICLO IDEAL, MOTOR 4 TEMPOS



FONTE: STONE, 1999.

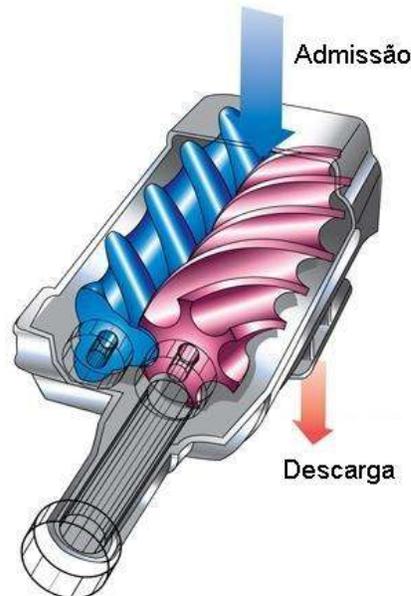
3 SOBREALIMENTADORES PARA MOTORES

A utilização de sobrealimentadores de ar em motores a combustão interna tem a função básica de conseguir aumento de potência em motores com capacidade volumétrica pequena. A seguir são apresentados os principais sistemas de sobrealimentação utilizados em motores de ciclo Otto.

3.1 COMPRESSOR VOLUMÉTRICO

O compressor volumétrico (“Supercharger”) é uma bomba de deslocamento positivo, que tem como principal objetivo aumentar a pressão e a densidade do ar no coletor de admissão, bombeando mais ar do que o motor utilizaria não estando sobrealimentado. Esse aumento de pressão proporciona uma elevação da potência e desempenho se comparado a um motor comum. A Figura 7 apresenta um compressor volumétrico de parafusos, utilizado em automóveis.

FIGURA 7 – COMPRESSOR VOLUMÉTRICO DE DESLOCAMENTO POSITIVO, PARAFUSOS



FONTE: HOWSTUFFWORKS, 2006.

O compressor consegue aumentar a pressão de alimentação em toda a faixa de rotação do motor, no entanto apresenta melhor resposta de enchimento do motor em baixas rotações.

É acoplado ao motor e acionado por correias, ao contrário do turbocompressor que utiliza os gases de escape como força motriz. Na teoria o turbo é mais eficiente, pois utiliza a energia desperdiçada nos gases de escape enquanto o compressor “retira” parte da energia gerada pelo motor, assim como o alternador, compressor do ar condicionado, direção hidráulica e outros componentes do veículo.

O compressor consegue aumentar aproximadamente 0,5 a 1 bar (50 a 100 kPa) a pressão do ar nos motores a gasolina e 1 a 2 bar (100 a 200 kPa) nos motores Diesel. Segundo R. STONE (1999), esse aumento de pressão proporciona aumento da densidade do ar, no entanto ocorre também aumento da temperatura que acaba por reduzir a densidade. Quanto menor for a eficiência isoentrópica do compressor, maior será o aumento da temperatura para uma determinada relação de compressão.

Existem dois tipos de compressores volumétricos, classificados de acordo com o processo utilizado para comprimir o ar da admissão: Compressores Volumétricos de Deslocamento Positivo e Compressores Volumétricos Dinâmicos.

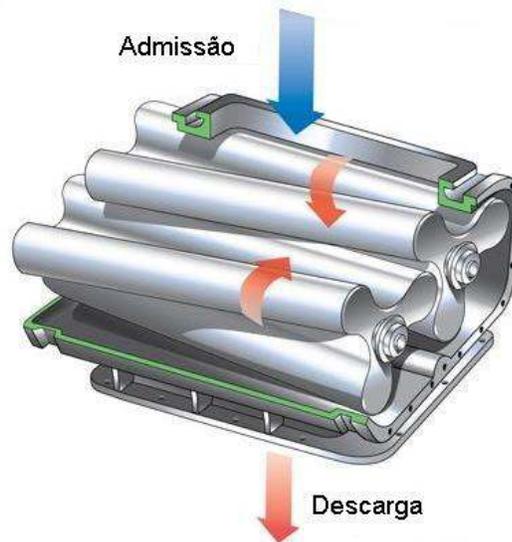
3.1.1 Compressor Volumétrico de Deslocamento Positivo

Os compressores de deslocamento positivo não comprimem o ar da admissão. Ao contrário dos compressores dinâmicos, sua função é movimentar rapidamente quantidades fixas de ar para dentro do coletor de admissão em qualquer velocidade. Devido as suas características construtivas, ele fornece ao motor parcelas iguais de ar divididas mecanicamente.

Principais modelos de compressores de deslocamento positivo: Lóbulos, Parafusos, Palhetas, Pistão, Wankel e G-lader.

Os compressores de deslocamento positivo podem ainda ser divididos em compressores de compressão interna e externa. A Figura 8 apresenta um compressor de deslocamento positivo de lóbulos, utilizado em automóveis.

FIGURA 8 – COMPRESSOR VOLUMÉTRICO DE DESLOCAMENTO POSITIVO, LÓBULOS

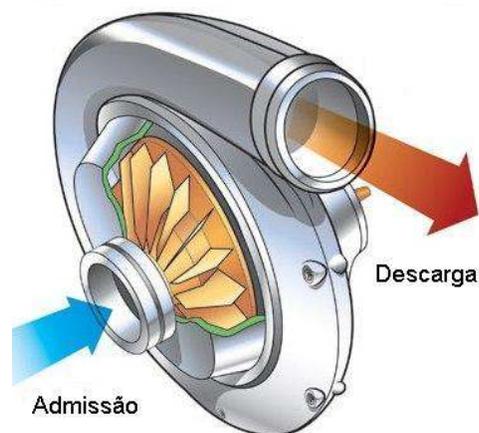


FONTE: HOWSTUFFWORKS, 2006.

3.1.2 Compressor Volumétrico Dinâmico

Os compressores dinâmicos dividem-se basicamente em dois principais modelos: Compressores Centrífugos e Compressores de Fluxo axial de múltiplos estágios (sem aplicação em veículos automotores). A Figura 9 apresenta um compressor volumétrico centrífugo utilizado em automóveis.

FIGURA 9 – COMPRESSOR VOLUMÉTRICO DINÂMICO, CENTRÍFUGO



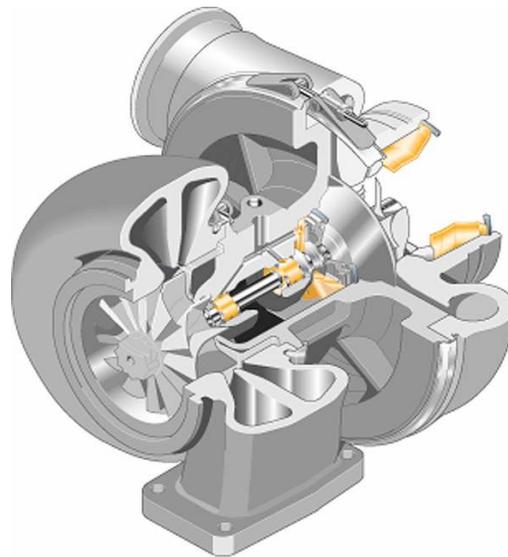
FONTE: HOWSTUFFWORKS, 2006.

O compressor volumétrico centrífugo possui basicamente as mesmas características do “lado compressor” do turbocompressor, no entanto, é mecanicamente acionado pela árvore de manivelas ao invés dos gases de escape. Da mesma forma que os turbocompressores, são eficientes somente em alta rotação.

3.2 TURBOCOMPRESSORES

Desenvolvido em 1924, o turbocompressor reaproveita a energia dos gases de escape do motor para acionar uma turbina, acoplada a um compressor que empurra mais ar para a câmara de combustão. Esse dispositivo permite que o motor produza mais potência sem aumento do seu tamanho. Segundo PORSCHE (2006) e TURBOCHARGERSNZ (2006), devido a sua grande eficiência, atualmente os turbocompressores são instalados na grande maioria dos motores diesel. A Figura 10 apresenta um turbocompressor Holset de geometria variável.

FIGURA 10 – TURBOCOMPRESSOR



FONTE: HOLSET, 2006.

Em automóveis a álcool e gasolina, os turbocompressores também estão se popularizando. Antigamente, a sua utilização se limitava a alguns poucos modelos, usados por fabricantes que buscavam aumento de desempenho sem ter que investir em

inovações tecnológicas e motores maiores. Hoje em dia cresce gradativamente a quantidade de automóveis produzidos com este equipamento. Os turbocompressores estão se popularizando como uma alternativa razoavelmente barata e simples para se obter ganho extra de potência (ENVENENADO, 2006).

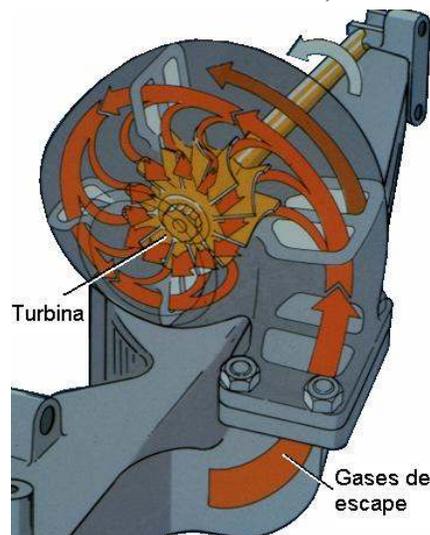
No passado, o aumento de potência era a razão principal para a utilização de turbocompressores, atualmente, no entanto, a conservação de energia e a redução do nível de emissões são as razões principais, aliadas ao aumento do desempenho.

De acordo com sua forma construtiva, os turbocompressores são classificados em: Turbocompressores de Geometria Fixa e Turbocompressores de Geometria Variável.

3.2.1 Turbocompressores de Geometria Fixa

Conforme mencionado anteriormente, o turbocompressor de geometria fixa é uma bomba de ar desenvolvida para reaproveitar a energia dos gases de escape, geralmente desperdiçada pelos motores não turbo alimentados. A Figura 11 apresenta o fluxo dos gases de escape no interior da turbina de um turbocompressor de geometria fixa.

FIGURA 11 – TURBOCOMPRESSOR, GEOMETRIA FIXA



FONTE: HOLSET, 2006.

Normalmente instalado no coletor de escape, utiliza os gases produzidos pela combustão dos cilindros para girar o rotor da turbina (lado quente) que está acoplado, por meio de um eixo, ao rotor compressor (lado frio), que ao girar aspira um grande volume de ar filtrado e o fornece comprimido ao motor.

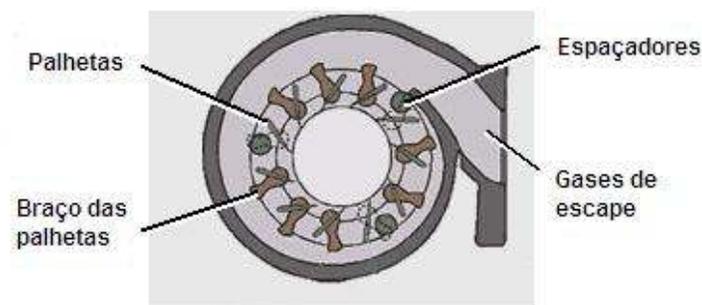
Quanto maior a energia térmica, velocidade e pressão dos gases de escape produzidos pelo motor, maior será a velocidade do rotor da turbina. Consequentemente, maior será a velocidade do rotor compressor e o volume de ar comprimido fornecido que é distribuído através do coletor de admissão para as câmaras de combustão.

A forma e o tamanho do rotor e da carcaça da turbina determinam a velocidade de rotação do conjunto rotativo e do rotor compressor. Devido a sua construção em caracol, a carcaça é responsável pelo direcionamento do fluxo de gás para as palhetas do rotor da turbina.

3.2.2 Turbocompressores de Geometria Variável

Normalmente utilizado em motores do ciclo diesel, os turbocompressores de geometria variável trabalham variando a área de passagem dos gases de escape dentro da carcaça de turbina, graças à existência de palhetas ajustáveis que mudam de posição de acordo com a necessidade do motor. A Figura 12 apresenta uma vista em corte de um turbocompressor de geometria variável, indicando seus principais componentes.

FIGURA 12 – TURBOCOMPRESSOR, GEOMETRIA VARIÁVEL

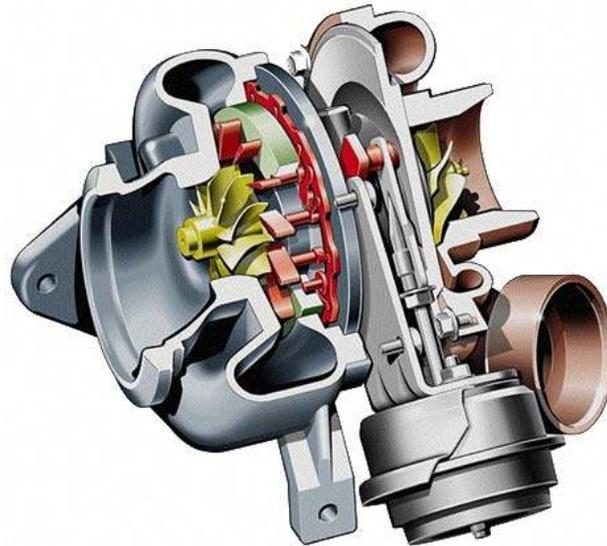


FONTE: HOLSET, 2006.

A pressão fornecida pelo compressor se dá através das oscilações de velocidade dos gases de escape dentro da carcaça da turbina, ou seja, nas baixas rotações do motor ele funciona como um turbocompressor pequeno, melhorando o torque do motor, e em altas rotações, quando o motor estabiliza seu trabalho, as palhetas do turbocompressor se abrem e este funciona como um turbocompressor grande.

Os motores a gasolina ainda não utilizavam esta tecnologia devido aos materiais utilizados na construção das palhetas ajustáveis, que não resistiam às temperaturas dos gases de escape. Recentemente este problema foi solucionado. O Porsche 997 Turbo foi o primeiro automóvel com motor a gasolina produzido com esta tecnologia (PORSCHÉ, 2006). A Figura 13 apresenta um turbocompressor de geometria variável.

FIGURA 13 – TURBOCOMPRESSOR, GEOMETRIA VARIÁVEL



FONTE: AUTOPÉDIA, 2006.

3.2.3 Tempo de Resposta de Turbocompressores

"Turbo Lag" é o termo usado para definir o tempo de retardo, ou tempo de resposta, a partir do instante em que o pedal do acelerador é pressionado até o momento onde o turbo passa a "alimentar" o motor com mais mistura. De um modo geral, quanto maior for o turbocompressor, maior será esse tempo de resposta.

Esse retardo pode ser amenizado, reduzindo-se a inércia à rotação da turbina, por meio da utilização de componentes mais leves que permitam que as partes móveis sejam acionadas mais rapidamente. Um grande avanço nesse sentido é a utilização de turbinas cerâmicas. Outra forma é mudar as proporções da turbina, reduzindo seu diâmetro e aumentando o fluxo/caminho dos gases de escape. O aumento da pressão na saída do compressor, e o aumento da resposta da válvula de alívio ("waste-gate"), também, podem ajudar, mas esta alteração envolve o aumento de custos e da segurança, algo com que os fabricantes não gostam de arriscar. Utilizam-se, também, rolamentos de alta precisão ao invés de mancais de deslizamento ("fluid bearing"), que reduzem o atrito e contribuem para uma aceleração mais rápida dos componentes rotativos do turbo.

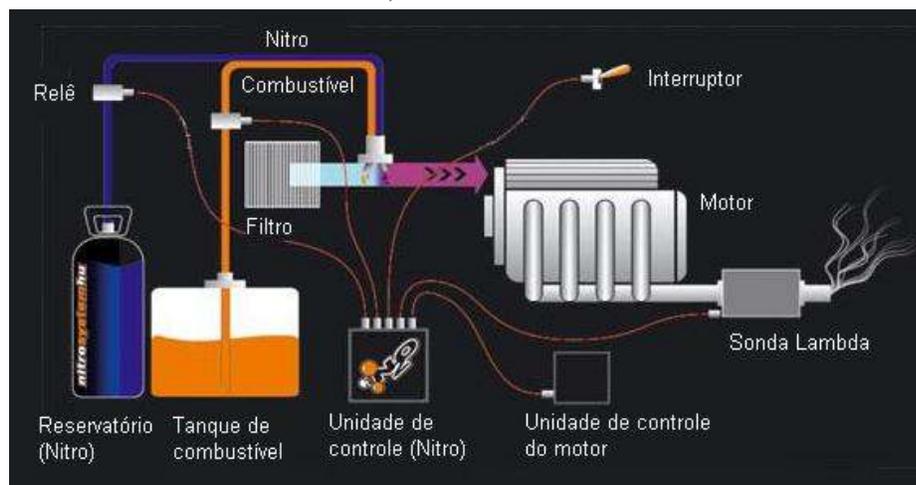
Preocupados com esse problema, alguns fabricantes como a Audi, Masserati e Toyota utilizam dois turbos pequenos (motores biturbo). Resumidamente, o sistema mantém um dos turbos ativo por toda faixa de rotações e outro sendo ativado em uma faixa mais elevada. Por terem seu tamanho reduzido, eles não sofrem com um tempo de resposta elevado. A utilização do segundo turbo, operando em faixas mais elevadas de rotação, permite alcançar a máxima velocidade de rotação antes mesmo que ela seja requerida (ALLEXPPTS, 2006).

Já a Volkswagen, de acordo com SIVA ONLINE (2005), optou por um sistema combinado de turbo e compressor para o novo Golf GT Europeu. A idéia é simples. O compressor apresenta boa resposta do motor em baixa rotação, e o turbo, por sua vez, apresenta melhor desempenho em altas rotações. O que a fábrica fez foi criar um sistema utilizando o melhor das duas tecnologias. O compressor deixa de funcionar a 3500 rpm quando então dá lugar ao turbo.

3.3 ÓXIDO NITROSO

Da mesma forma que o turbo, o sistema de sobrealimentação a base de Óxido Nitroso (N_2O) é um equipamento destinado a aumentar o desempenho do motor. A Figura 14 apresenta o diagrama de funcionamento do sistema a base de Óxido Nitroso, popularmente conhecido como Nitro.

FIGURA 14 – ÓXIDO NITROSO, DIAGRAMA DE FUNCIONAMENTO



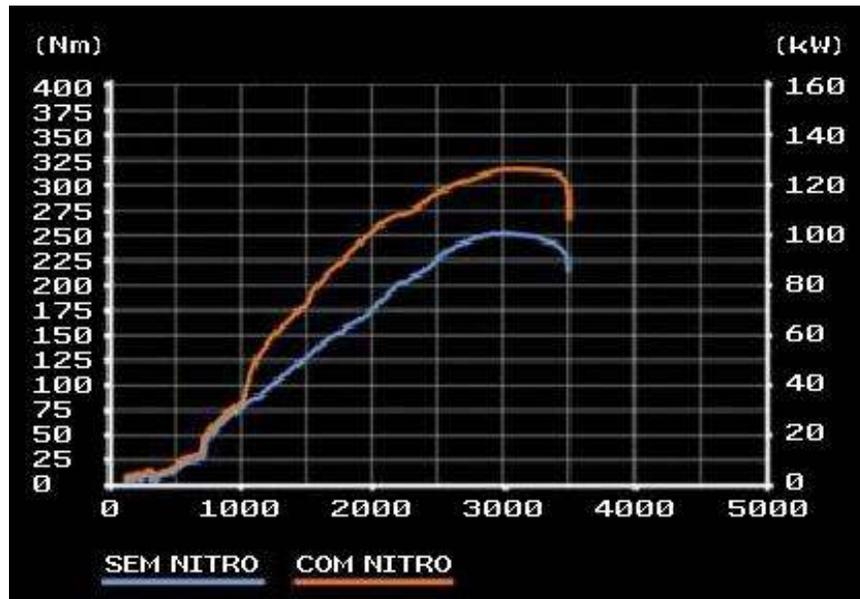
FONTE: CORVETTE CLUB OF HUNGARY, 2006.

O óxido nitroso (N_2O) é injetado nos cilindros do motor. O nitrogênio da molécula de N_2O que se dissocia no ar da admissão faz com que a temperatura da mistura ar/combustível, que já se encontra dentro dos cilindros, abaixe bruscamente tornando-a mais densa, isto é, reduzindo seu volume. Desta forma, é possível aumentar a quantidade de combustível e oxigênio enviados a cada cilindro, provocando uma explosão muito maior dentro de cada câmara de combustão, aumentando consequentemente a potência do motor.

O aumento de potência pode chegar a 100%, ou seja, mais que o dobro da potência original, dependendo do motor e da regulagem da injeção do nitro. Como medida de segurança, para veículos originais costuma-se utilizar apenas 40% a mais da potência original do veículo.

A Figura 15 apresenta o ganho de torque e potência após a instalação do Nitro.

FIGURA 15 – ÓXIDO NITROSO, CURVAS DE TORQUE/POTÊNCIA



FONTE: CORVETTE CLUB OF HUNGARY, 2006.

Vantagens do sistema de sobrealimentação com N_2O (WICKPÉDIA, 2005):

- O risco de detonação da mistura ar + combustível é quase inexistente, pois a queima é melhor.
- Pode ser utilizado em qualquer veículo.
- Os kits de instalação podem ser usados ou novos.
- Só é utilizado quando necessário.
- A durabilidade do motor é maior se comparado ao motor com turbo.
- Pode ser usado em conjunto com o turbo ou outros tipo de preparações.

Desvantagens (WICKPÉDIA, 2005):

- Um cilindro padrão de nitro (4,5 kg), dura em média de 5 a 7 minutos de injeção. Considerando que o mesmo seja utilizado no máximo durante 15 segundos por injeção, um cilindro garante de 30 a 50 injeções.
- Um kit básico para instalação do nitro é composto por: manômetros, cilindro, solenóides (de combustível e nitro), mangueiras, bicos injetores (“foggers”), botões de acionamento e peças para acabamento. Atualmente, um kit simples, com um bico injetor, sai por

aproximadamente US\$ 800,00. A recarga do cilindro custa em média de R\$ 90,00 a R\$ 150,00 por quilograma de óxido nítrico.

FIGURA 16 – ÓXIDO NITROSO, KIT DE INSTALAÇÃO



FONTE: WICKPÉDIA, 2006.

4 BANCO DE ENSAIO DE MOTORES

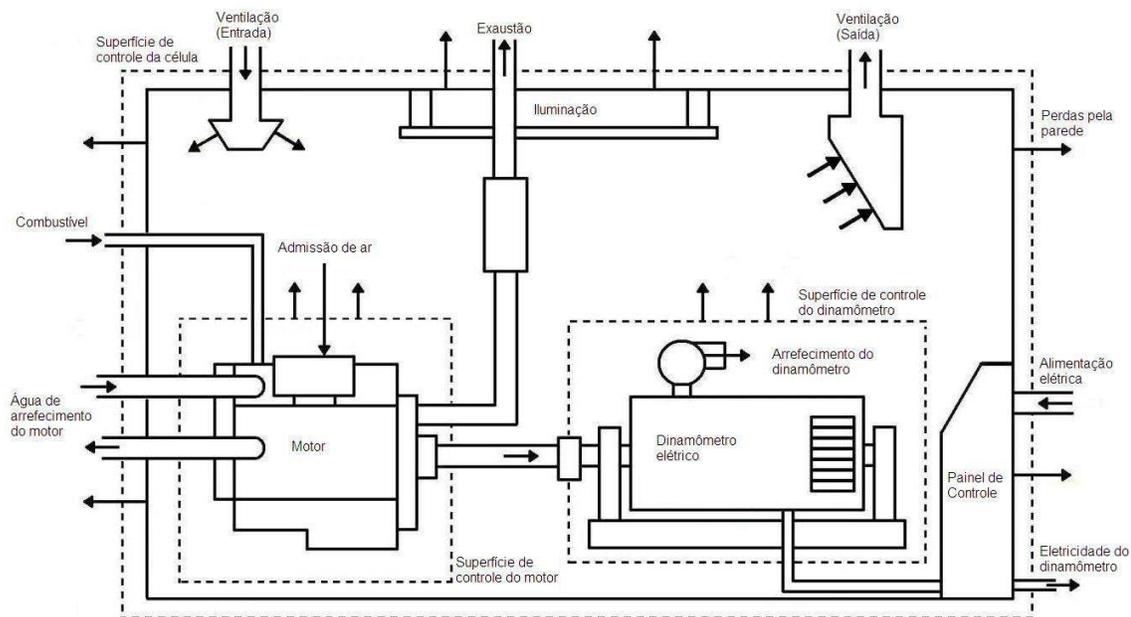
Bancos de ensaios de motores são salas de testes, onde são simuladas as condições reais, ou muitas vezes extremas, de funcionamento dos motores que equipam veículos terrestres, marítimos e/ou aéreos.

O tipo e a quantidade de equipamentos de um banco de ensaio dependem da natureza dos testes realizados sobre o mesmo (desenvolvimento, durabilidade, conformidade de produção, etc.) e do estudo de funcionamento do motor efetuado durante o ensaio.

As medições realizadas para caracterizar o funcionamento de um motor podem abranger as grandezas mais clássicas, como temperatura, pressão, torque, entre outras, até medições mais específicas, como análise dos gases de escapamento ou medição de pressão da câmara de combustão.

A Figura 17 apresenta o esquema simplificado de uma sala de testes.

FIGURA 17 – SALA DE TESTES



FONTE: PLINT, 1999.

Para melhor descrever um banco de ensaio de motores, uma subdivisão faz-se necessária:

4.1 FREIO DINAMOMÉTRICO

O freio dinamométrico é o equipamento responsável pela medição do torque e rotação do motor em suas diversas condições de funcionamento. Ele tem a função de manter o motor funcionando em uma rotação estável, onde seja possível realizar as medições mencionadas anteriormente e, de maneira indireta, obter o valor da potência do motor.

Ele deve atender as seguintes condições:

- Absorver a potência efetiva do motor sob a forma de carga e rotação;
- Manter um torque de freio constante durante um longo período;
- Manter um regime de funcionamento (rotação) constante;
- Permitir a medição precisa do torque do motor.

Os freios transformam a energia mecânica produzida pelo motor em calor.

Desta forma, podem ser classificados em:

- Mecânico;
- Elétrico (Corrente Contínua, Alternada ou Eletromagnética – Foucault);
- Hidráulico; etc.

No caso do dinamômetro instalado no Laboratório de Ensaio de Motores do UnicenP, apresentado na Figura 18, existe uma bobina interna que gera um campo magnético em sentido contrário ao de rotação do motor, fazendo com isso a função de freio.

FIGURA 18 – FREIO DINAMOMÉTRICO, UNICENP



FONTE: OS AUTORES, 2006.

Existe também uma célula de carga tipo S conectada à carcaça externa do dinamômetro (ver Figura 19), responsável pela medição do torque. Por meio destes elementos e de um sensor capaz de medir a velocidade angular do eixo, é possível calcular a potência gerada pelo motor.

FIGURA 19 – CÉLULA DE CARGA TIPO S

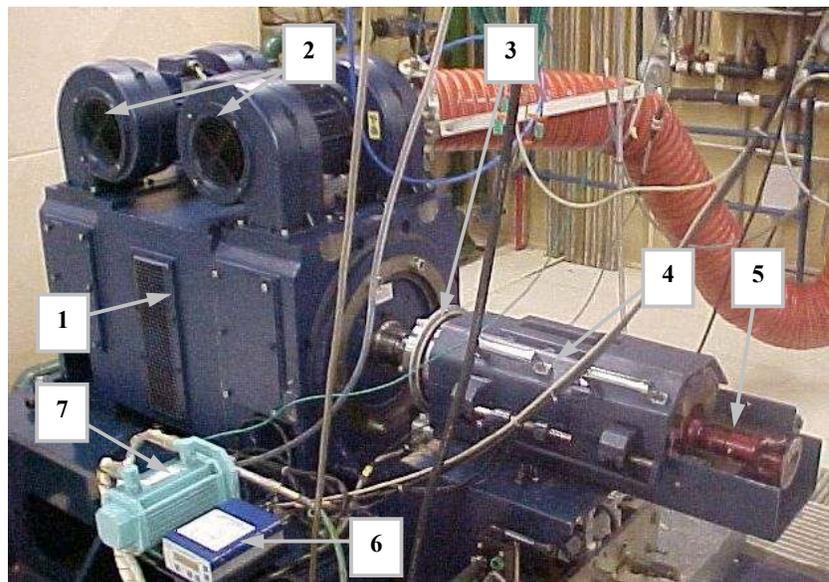


FONTE: OS AUTORES, 2006.

Existem ainda os freios dinamométricos geradores (corrente contínua), capazes de enviar a energia gerada pelo motor em ensaio à rede. Neste tipo de equipamento é possível simular uma condição de freio motor, ou seja, um veículo sendo arrastado (motor sem combustão).

O dinamômetro apresentado na Figura 20 é um modelo AFA 160 AVL, instalado no Laboratório de Ensaios de Motores da Renault do Brasil. Este modelo, não utiliza célula de carga, mas sim uma antena que mede a diferença de potencial do campo magnético gerado pela mesma.

FIGURA 20 – FREIO DINAMOMÉTRICO GERADOR, RENAULT



FONTE: OS AUTORES, 2006.

- | | |
|----------------------|--|
| 1. Dinamômetro | 5. Cardã |
| 2. Ventiladores | 6. Medidor de riqueza (ar/combustível) |
| 3. Antena | 7. Motor elétrico para controle da borboleta |
| 4. Protetor do cardã | |

4.2 INSTRUMENTAÇÃO

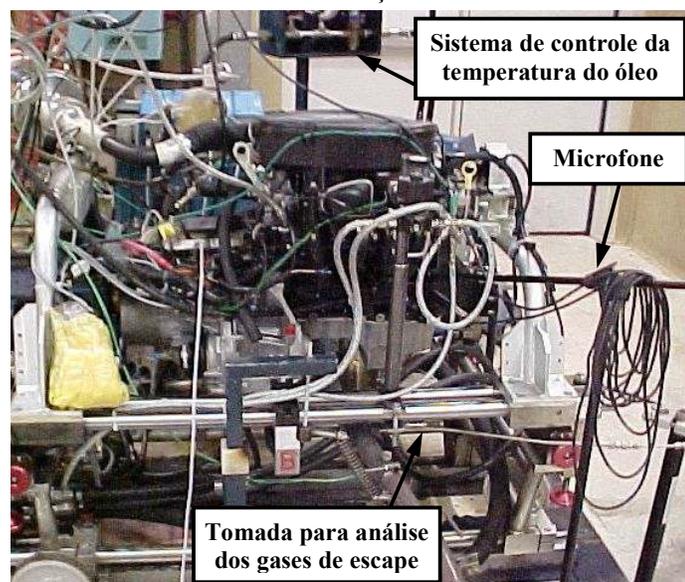
A instrumentação de um motor no banco de ensaios varia de acordo com o nível de ensaio requerido. Por exemplo, em um ensaio de desenvolvimento, devem ser coletados parâmetros que proporcionem uma visão clara dos meios afetados (resultantes no funcionamento do motor), como tempo de injeção, avanço de ignição, pressão de combustão, análise dos gases, entre outros, para poder aprimorar parâmetros específicos em uma fase de desenvolvimento.

Quando se faz um ensaio de durabilidade, os meios de controle são mais simples, uma vez que a análise ocorre de forma muito menos empírica. Neste caso, apenas a aquisição das temperaturas, pressões e torque (potência) do motor podem ser suficientes.

Em ensaios de conformidade da produção, menos dados são coletados, pois seu objetivo é avaliar a desempenho do motor.

A Figura 21 mostra uma instrumentação para ensaio de desenvolvimento. Estes ensaios geralmente são os mais complexos em termos de instrumentação.

FIGURA 21 – INSTRUMENTAÇÃO DO MOTOR



FONTE: OS AUTORES, 2006.

4.3 AUTOMAÇÃO

Os softwares de automação de bancos de ensaios são responsáveis pela leitura e armazenamento dos dados gerados por meio da instrumentação. Junto a isso, eles têm a função de controlar os diversos sistemas de apoio, como sistema de água, sistema de combustível, sistema de ar, programação de ciclos de ensaio, controle de abertura da borboleta do motor entre outros sistemas específicos, adaptados em função da necessidade do ensaio.

4.3.1 Sistema de Água

Montado em paralelo ao sistema de arrefecimento do motor, o sistema de refrigeração de água usualmente é composto pela torre de resfriamento (onde é feito o controle da temperatura) e válvulas que controlam a passagem do fluido que chega ao trocador de calor. Quando o banco de ensaio não dispõe de todo o espaço físico e dos equipamentos necessários, alternativamente pode-se utilizar o radiador do veículo, que fará a troca de calor forçada com o uso de um ventilador posicionado na sua frente.

A Figura 22 ilustra as torres de resfriamento, marca Alpina, instaladas no Laboratório de Ensaio de Motores da Renault do Brasil.

FIGURA 22 – TORRES DE RESFRIAMENTO



FONTE: OS AUTORES, 2006.

A Figura 23 e a Figura 24 ilustram respectivamente as válvulas de controle e o trocador de calor instalados no Laboratório de Ensaio de Motores da Renault do Brasil.

FIGURA 23 – VÁLVULAS DE CONTROLE



FONTE: OS AUTORES, 2006

FIGURA 24 – TROCADOR DE CALOR



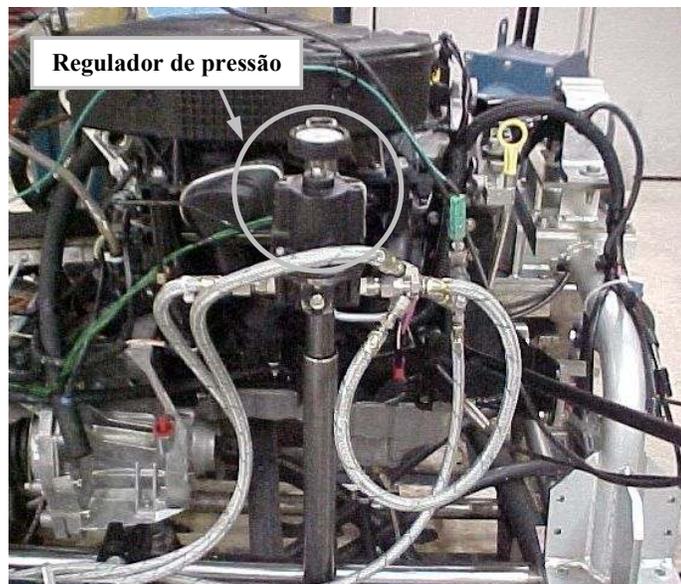
FONTE: OS AUTORES, 2006.

4.3.2 Sistema de Combustível

O sistema de combustível, mostrado na Figura 25, é adaptado conforme a configuração do veículo. Para o banco de ensaio, o importante é ter um controle de pressão (normalmente usando um regulador de pressão do veículo, para simular a condição mais próxima do real) e um resfriamento da temperatura.

Para ensaios de desenvolvimento, por exemplo, para se obter a regulação ótima dos parâmetros do motor, com maior repetibilidade e precisão, sistemas mais complexos são utilizados, como aquecimento do combustível e controle de pressão por meio de reguladores de pressão.

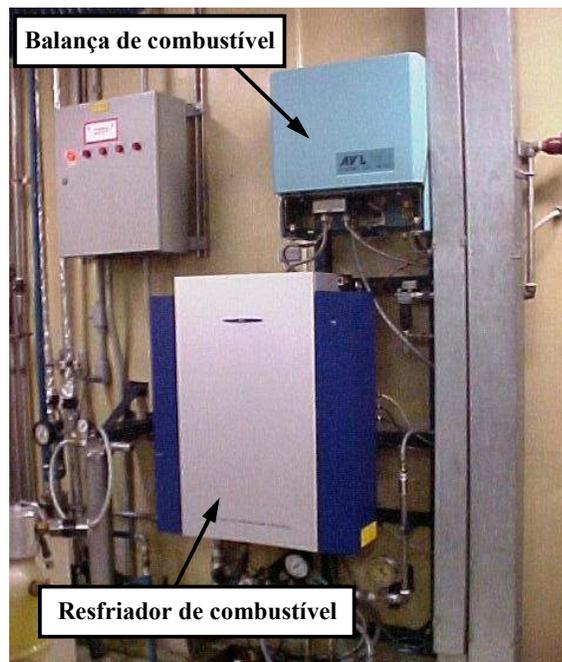
FIGURA 25 – SISTEMA DE COMBUSTÍVEL



FONTE: OS AUTORES, 2006.

A Figura 26 ilustra a instalação da balança e resfriador pertencentes ao sistema de combustível do Laboratório de Ensaio de Motores da Renault do Brasil.

FIGURA 26 – SISTEMA DE COMBUSTÍVEL



FONTE: OS AUTORES, 2006.

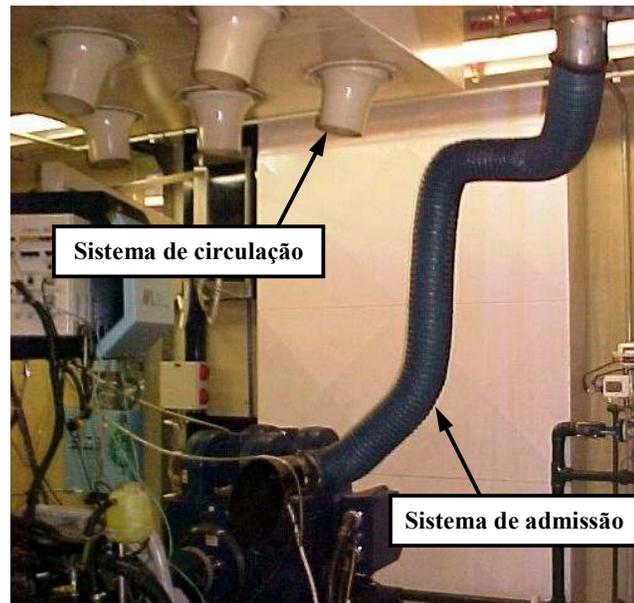
4.3.3 Sistema de Ar

O sistema de ar é constituído pelo sistema de admissão, circulação e escape.

O sistema de admissão consiste no envio de ar para o motor. Este ar pode ter os parâmetros de temperatura e umidade controlados por meio de ar condicionado, sistemas de umidificação, entre outros. Usualmente estes parâmetros são bem controlados, em função da necessidade da correção do fator de correção de altitude, estabelecido na norma NBR ISO 1585 (Veículos Rodoviários – Código de Ensaio de Motores – Potência Líquida Efetiva).

O sistema de circulação consiste em dutos, ou mesmo ventiladores, que proporcionam a circulação do ar dentro do ambiente de ensaio (sala de testes). A Figura 27 ilustra o sistema de admissão e circulação do Laboratório de Ensaio de Motores da Renault do Brasil.

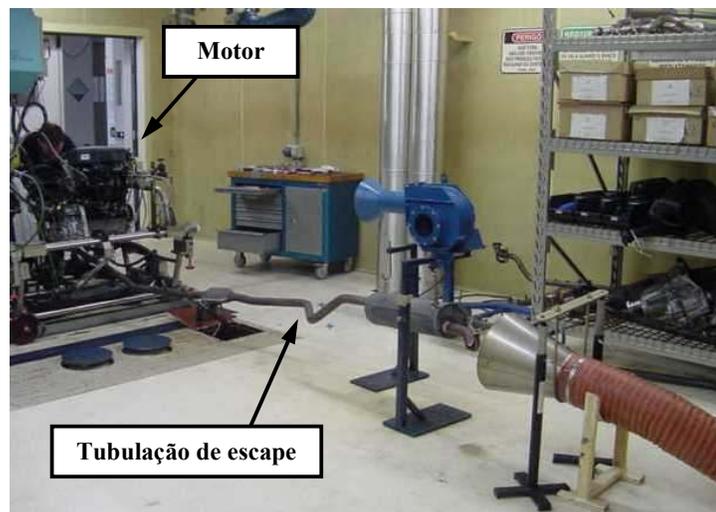
FIGURA 27 – SISTEMA DE ADMISSÃO/CIRCULAÇÃO



FONTE: OS AUTORES, 2006.

Por fim, o sistema de escape descarrega os gases de escapamento do motor para a atmosfera. A Figura 28 ilustra o sistema de escape do Laboratório de Ensaio de Motores da Renault do Brasil.

FIGURA 28 – SISTEMA DE ESCAPE

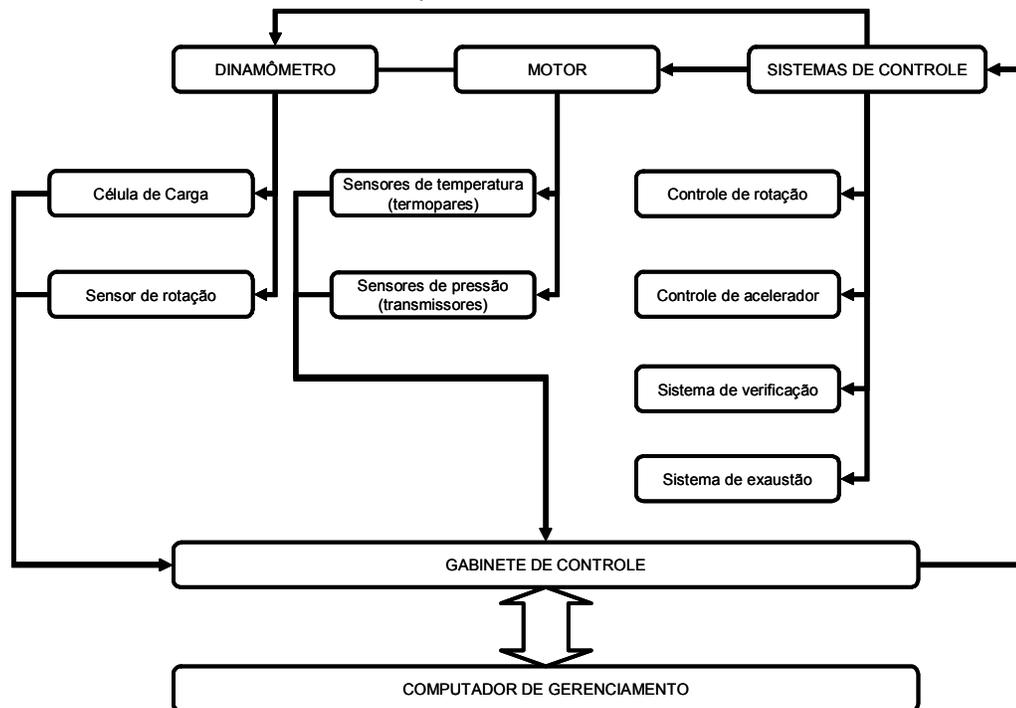


FONTE: OS AUTORES, 2006.

5 SISTEMA DE MEDIÇÃO

Caracteriza-se como sistema de medição o conjunto completo de instrumentos de medição e equipamentos necessários para executar uma medição específica (referência). A Figura 29 apresenta o esquema simplificado de um sistema de medição.

FIGURA 29 – SISTEMA DE MEDIÇÃO



FONTE: OS AUTORES, 2006.

5.1 SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

O sistema de aquisição de dados é caracterizado pela interface entre o motor e o operador, sendo composto por:

- Termopares e transmissores de pressão, instalados na sala de testes;
- Gabinete de controle (rack de interface);
- Computador de gerenciamento (Sistema Operacional Windows e software para coleta de informações Xt Win Plus).

Para este trabalho foi utilizado um banco de ensaios API Com, composto por um freio dinamométrico elétrico a corrente parasita, equipado com alimentador microprocessado. Para maiores detalhes ver Tabela 1.

TABELA 1 – DINAMÔMETRO E ALIMENTADOR MICROPROCESSADO

| EQUIPAMENTO | DADOS TÉCNICOS |
|-----------------------------|--|
| DINAMÔMETRO | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Modelo: FR 250 ▪ Potência máxima em kW (cv): 184 (250) ▪ Torque máximo (Nm): 800 ▪ Momento de inércia (kg/m²): 3 |
| ALIMENTADOR MICROPROCESSADO | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Modelo: MP 2030 ▪ Potência máxima em kW (cv): 184 (250) ▪ Torque máximo (Nm): 800 ▪ Sistema de aquisição de sinais: Xt Win Plus |

FONTE: API COM, 2002

No computador de gerenciamento, por meio do software de controle de ensaio, foi possível visualizar os parâmetros como temperatura, pressão e torque à medida que os mesmos eram coletados, determinar a potência e o fator de correção, ou mesmo controlar os parâmetros gerenciáveis como a posição da borboleta, a rotação do motor, etc.

Todos os valores de temperatura e pressão relevantes ao ensaio foram coletados por meio de termopares, termoresistores e transmissores de pressão e enviados ao gabinete de controle, onde foram processados e enviados para o computador de gerenciamento. Para maiores detalhes sobre os sensores ver Tabela 2.

TABELA 2 – TERMOPARES, TERMORESISTORES E TRANSMISSORES DE PRESSÃO

| EQUIPAMENTO | DADOS TÉCNICOS |
|--------------------------|--|
| TERMOPARES | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Tipo K ▪ Condutores de Cromel (liga de Níquel, Ferro e Cromo) e Alumel (liga de Níquel, Manganês, Alumínio e Silício). ▪ Bainha de inox para proteção dos condutores ▪ Faixa de operação (°C): -180 a 1350 ▪ Sensibilidade média ($\mu\text{V}/^\circ\text{C}$): 39 a 42 ▪ Diâmetro da bainha: 3 mm ▪ Exatidão: $\pm 2,2$ °C |
| TERMORESISTORES | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Tipo Pt 100 ▪ Condutores de platina ▪ Bainha de inox para proteção dos condutores ▪ Faixa de operação (°C): -200 a 650 ▪ Resistência a 0 °C: 100 Ω ▪ Diâmetro da bainha: 3 mm ▪ Exatidão: ± 1 °C |
| TRANSMISSORES DE PRESSÃO | <ul style="list-style-type: none"> ▪ Modelo: PTX 1000 ▪ Faixa de pressão em bar (kPa): -1 a 2 (-100 a 200) ▪ Sobrepressão admissível: 2xVFE (valor de fundo de escala) ▪ Pressão de contenção: 3xVFE ▪ Exatidão: $\pm 0,15\%$ VFE, combinando não-linearidade, histerese e repetibilidade. ▪ Faixa de temperatura de operação (°C): -40 a 90 ▪ Faixa de temperatura compensada (°C): -10 a 50 ▪ Conexão elétrica: Conector DIN 43650 soquete/plug |
| FONTE: API COM, 2002 | |

5.2 SENSORES DO MOTOR

Os sensores têm a função de informar à unidade de controle como estão os parâmetros de funcionamento do motor. Esta informação chega usualmente sob a forma de um sinal de tensão entre 0 e 5 VDC.

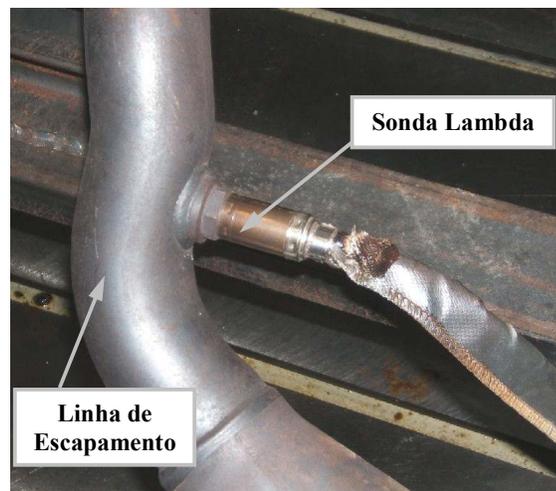
A seguir, segue um detalhamento dos principais sensores do motor.

5.2.1 Sensor de Oxigênio

O sensor de oxigênio, chamado de sonda lambda, é montado na linha de escapamento do motor. Sua função é verificar qual a relação ar/combustível o motor está gerando.

A Figura 30 apresenta a sonda lambda instalada na linha de escapamento do motor do Laboratório de Ensaio de Motores do UnicenP.

FIGURA 30 – SONDA LAMBDA



FONTE: OS AUTORES, 2006

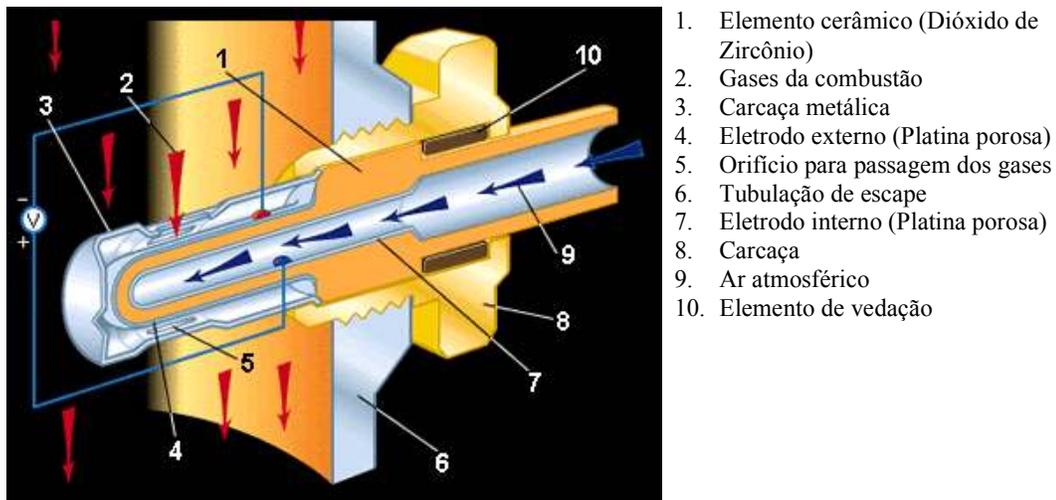
Conforme CDTM (2006), seu funcionamento baseia-se na reação química entre o elemento cerâmico e os eletrodos de platina. Em temperaturas superiores a 300 °C, o elemento cerâmico passa a conduzir íons de oxigênio de um eletrodo de platina para o outro, gerando uma diferença de potencial elétrico entre os terminais dos

eletrodos. Estes sinais são interpretados pela unidade de controle do veículo, que identifica se a mistura gerada é pobre ou rica, e ajusta automaticamente a quantidade de combustível a ser injetada.

Quando a mistura é pobre (excesso de ar) o sinal da sonda é baixo, em torno de 100 mVDC. Quando a mistura é rica (excesso de combustível) o sinal da sonda é alto, em torno de 850 mVDC.

A Figura 31 apresenta o esquema de funcionamento e identifica os principais componentes da sonda lambda.

FIGURA 31 – SONDA LAMBDA, ESQUEMA DE FUNCIONAMENTO

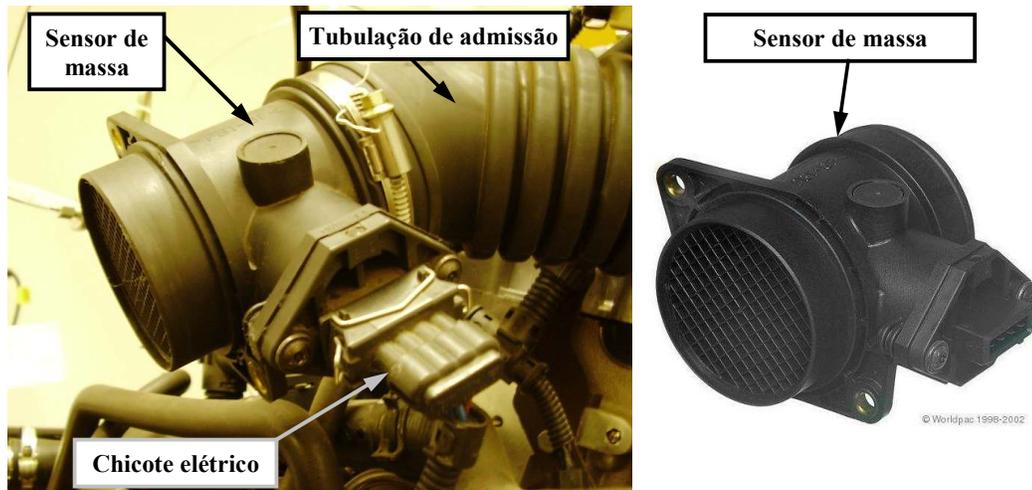


FONTE: FAHRZEUG, 2006

5.2.2 Sensor de Massa de Ar

O sensor de massa de ar tem a função de informar à unidade de controle a quantidade de ar que está sendo admitida pelo motor. É montado na tubulação de alimentação de ar e composto por um filamento de alguns centímetros, feito em liga de platina/tungstênio. A Figura 32 apresenta a localização e uma foto individual do sensor de massa de ar.

FIGURA 32 – SENSOR DE MASSA DE AR



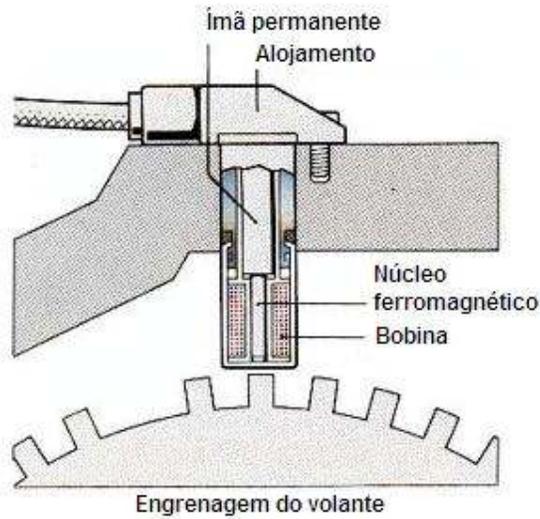
FONTE: WORLDPAAC, 2006

Funciona a partir da variação de resistência elétrica do filamento com a temperatura do ar. Conforme WIKIPÉDIA (2006), a resistência elétrica do filamento aumenta conforme sua temperatura também aumenta, limitando o fluxo de corrente elétrica pelo circuito. Durante a passagem do fluxo de ar pelo sensor, ocorre a diminuição da temperatura do filamento, diminuindo também sua resistência e permitindo o aumento de corrente elétrica circulando pelo circuito. Com o aumento da corrente elétrica, ocorre o aumento gradual da temperatura do filamento até que o mesmo entre em equilíbrio novamente. A quantidade de corrente elétrica necessária para manter a resistência elétrica do filamento é diretamente proporcional à massa de ar passando pelo mesmo, isto é, cada incremento de massa de ar corresponde a uma diminuição de temperatura no filamento e cada decréscimo de massa de ar corresponde um aumento de temperatura do filamento.

5.2.3 Sensor de Rotação

O sensor de rotação está montado junto ao volante motor, no eixo do virabrequim. Seu sinal é gerado por indução eletromagnética, e varia de acordo com a passagem dos dentes do volante (ora positivo, ora negativo). O número de voltas é obtido por meio da “falha”, ou descontinuidade no número de dentes do volante.

FIGURA 33 – SENSOR DE ROTAÇÃO

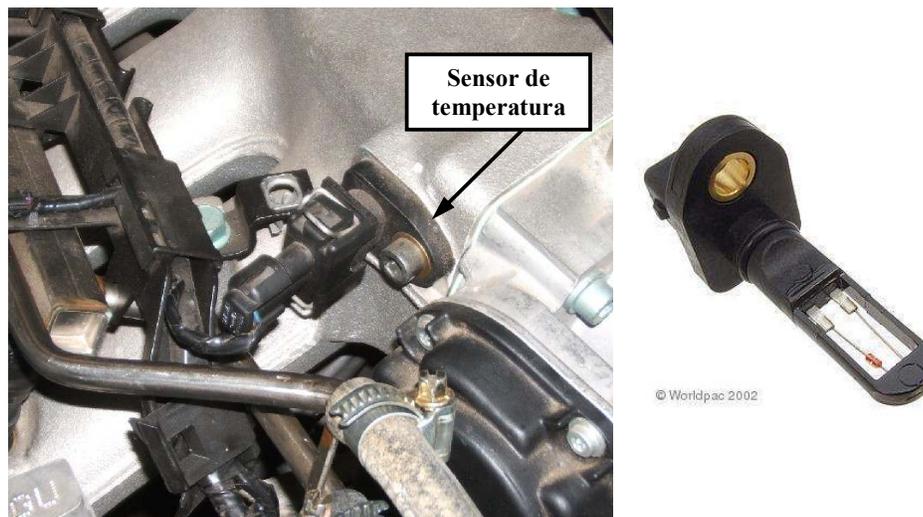


FONTE: BB AUTOMAÇÃO, 2006

5.2.4 Sensor de Temperatura do Ar

O sensor de temperatura do ar está montado no coletor de admissão do motor, e tem a função de informar ao módulo de injeção qual a temperatura do ar no momento da admissão. A Figura 34 ilustra a localização do sensor de temperatura do ar no coletor de admissão.

FIGURA 34 – SENSOR DE TEMPERATURA DO AR



FONTE: WORLD PAC, 2006

É composto por um termistor do tipo NTC, onde a variação da resistência é inversamente proporcional ao valor da temperatura, ou seja, em altas temperaturas o valor da tensão é baixo e em baixas temperaturas o valor da tensão é alto.

O elemento sensível é exposto ao ar, porém fica protegido por uma cera de alta condutibilidade térmica.

5.2.5 Sensor de Temperatura do Líquido de Arrefecimento

O sensor de temperatura do líquido de arrefecimento está montado no cabeçote, na galeria de água do motor.

Na fase fria do motor, tem grande importância para o sistema de injeção, uma vez que a quantidade de combustível injetada está relacionada diretamente com a temperatura do líquido de arrefecimento.

Assim como o sensor de temperatura do ar, é composto por um termistor do tipo NTC, porém possui um encapsulamento para proteção do elemento sensível.

FIGURA 35 – SENSOR DE TEMPERATURA DO LÍQUIDO DE ARREFECIMENTO



© Worldpac 2006

FONTE: WORLDPAAC, 2006

5.2.6 Sensor de Pressão Absoluta

O sensor de pressão absoluta, montado no coletor de admissão, tem o objetivo de informar a variação da pressão no coletor de admissão. Ela é obtida pela variação da tensão da ponte de Wheatstone, que está serigrafada sobre um elemento cerâmico.

Este elemento (diafragma) separa duas câmaras. Uma delas fica em comunicação direta com o coletor e a outra lacrada.

FIGURA 36 – SENSOR DE PRESSÃO ABSOLUTA



FONTE: WORLDPAAC, 2006

5.2.7 Sensor de Posição da Borboleta

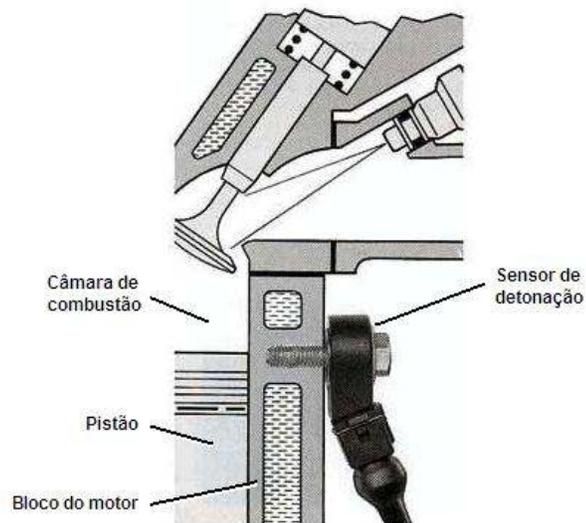
Este sensor tem a função de informar à unidade de controle os movimentos da borboleta de aceleração. Estes movimentos são mensurados em uma escala de 0 a 100% de abertura, porém de forma não linear.

Quando se trabalha nos limites da escala, ocorre uma mudança na estratégia de funcionamento do motor. Quando a borboleta está totalmente aberta a unidade de controle ignora o valor medido na sonda lambda, passando a utilizar valores fixos para injeção de combustível. Quando ela está totalmente fechada acontece o chamado “freio motor”, onde a injeção de combustível é zero, suficiente apenas para superar a força de atrito dos componentes.

5.2.8 Sensor de Detonação

O sensor de detonação tem a função de informar à unidade de controle a ocorrência da detonação do combustível. Conforme pode ser observado na Figura 37, está instalado na parede do bloco do motor.

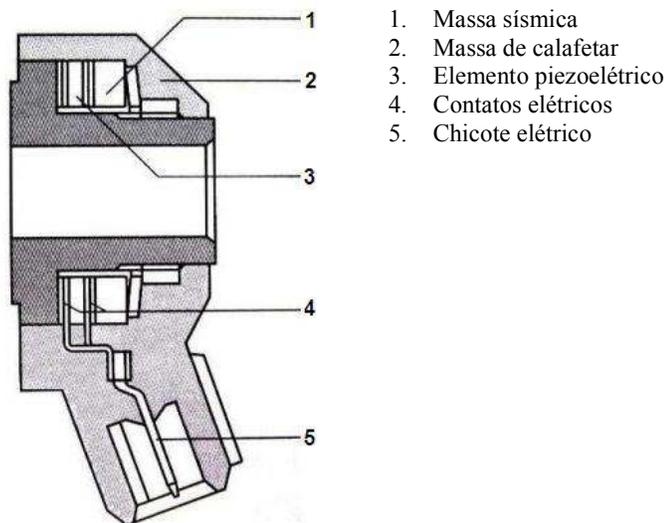
FIGURA 37 – SENSOR DE DETONAÇÃO, LOCALIZAÇÃO



FONTE: OFICINA E CIA., 2006

É composto por um elemento piezoelétrico, comprimido por uma massa sísmica, que quando submetida às oscilações do motor comprime mais ou menos o elemento.

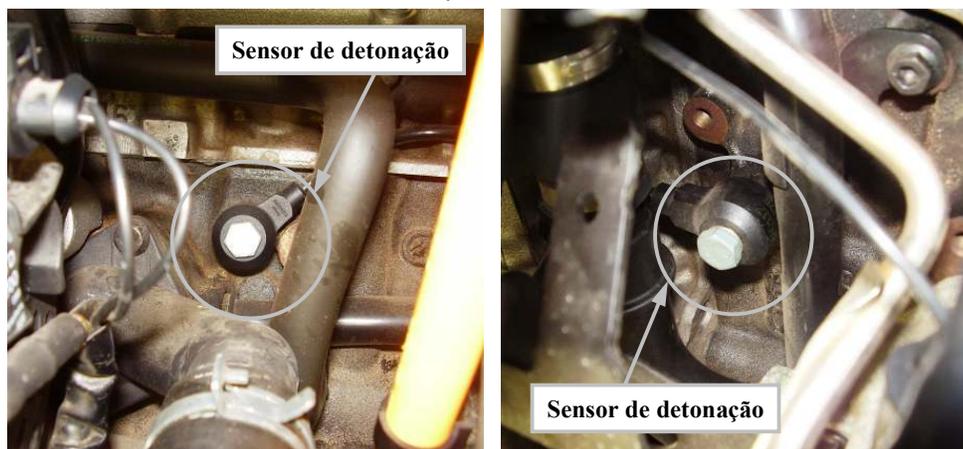
FIGURA 38 – SENSOR DE DETONAÇÃO, COMPONENTES



FONTE: OFICINA E CIA., 2006

De acordo com BOSCH (1999), os sensores piezoelétricos captam as oscilações características de combustões detonantes e as transformam em sinais elétricos que são enviados ao módulo de injeção para que o ângulo de avanço possa ser corrigido, evitando assim danos ao motor. A Figura 39 ilustra os dois sensores de detonação instalados no bloco do motor do Laboratório de Ensaios do UnicenP.

FIGURA 39 – SENSOR DE DETONAÇÃO



FONTE: OS AUTORES, 2006.

5.3 SENSORES DO BANCO DE ENSAIOS

Quando o motor funciona sobre uma bancada de testes, é essencial a recuperação dos parâmetros de funcionamento básicos, como temperaturas e pressões, para que o responsável pelo ensaio possa avaliar o seu funcionamento. Como na maioria dos casos não é possível fazer a leitura da unidade de controle do motor, dada a necessidade de ferramentas especiais do fabricante do motor, o funcionamento de alguns equipamentos em paralelo como termopares, transdutores de pressão e osciloscópios são muito utilizados.

Termopares são sensores que medem temperatura e funcionam segundo o Princípio de Seebeck². Eles são classificados quanto ao material que compõe seus condutores, apresentando como diferença a faixa de operação e confiabilidade da medição. Para medições mais precisas, são utilizados termoresistores. Estes sensores funcionam por meio do princípio da variação da resistência elétrica de um condutor em função de sua temperatura. Assim como nos termopares, a composição do condutor varia conforme a aplicação e faixa de medição desejada.

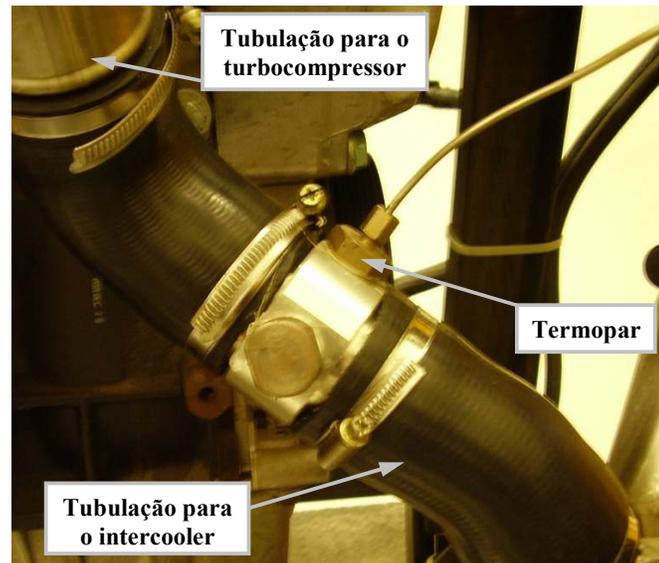
Os transmissores de pressão usualmente utilizados em bancadas de testes funcionam pelo princípio de medição de pressão relativa, ou seja, eles representam a diferença, em termos positivos, entre a pressão medida e a pressão atmosférica. Por referência, mede-se também a pressão atmosférica, que diminui em função do aumento da altitude. Ao nível do mar 101,2 kPa (1 atm) e em Curitiba 92,0 kPa (0,91 atm).

5.3.1 Temperatura do Ar antes do “Intercooler”

Determinada por meio de um termopar tipo K, instalado entre o turbocompressor e o “intercooler”, conforme pode ser observado na Figura 40.

² Fenômeno que explica a termoeletricidade. Segundo este princípio, em um circuito fechado formado por dois condutores de materiais diferentes onde cada uma das juntas esteja submetida a uma temperatura diferente, ocorrerá a circulação de corrente elétrica.

FIGURA 40 – TEMPERATURA ANTES DO INTERCOOLER

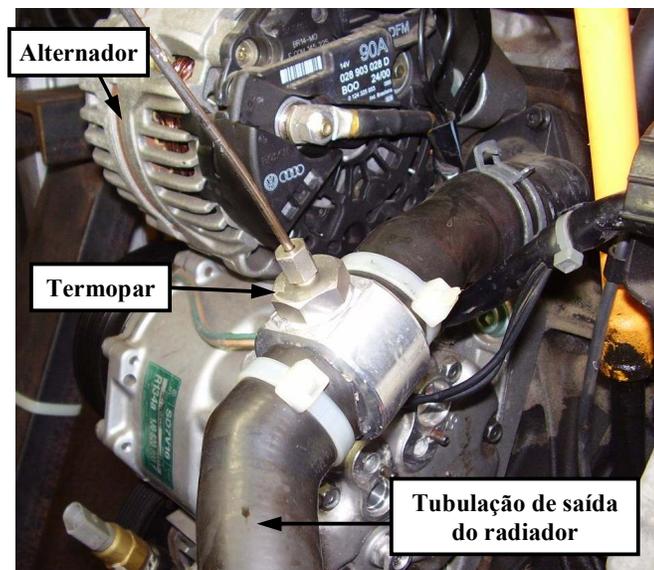


FONTE: OS AUTORES, 2006.

5.3.2 Temperatura da Água da Entrada do Motor

Determinada por meio de um termopar tipo K, instalado na tubulação de saída do radiador, conforme pode ser observado na Figura 41.

FIGURA 41 – TEMPERATURA ÁGUA ENTRADA MOTOR

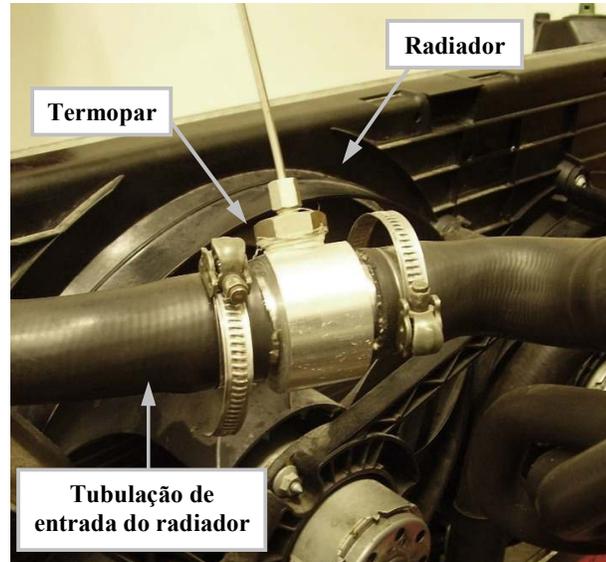


FONTE: OS AUTORES, 2006.

5.3.3 Temperatura da Água na Saída do Motor

Obtida por meio de um termopar tipo K, instalado na tubulação de entrada do radiador, conforme pode ser observado na Figura 42.

FIGURA 42 – TEMPERATURA ÁGUA SAÍDA MOTOR

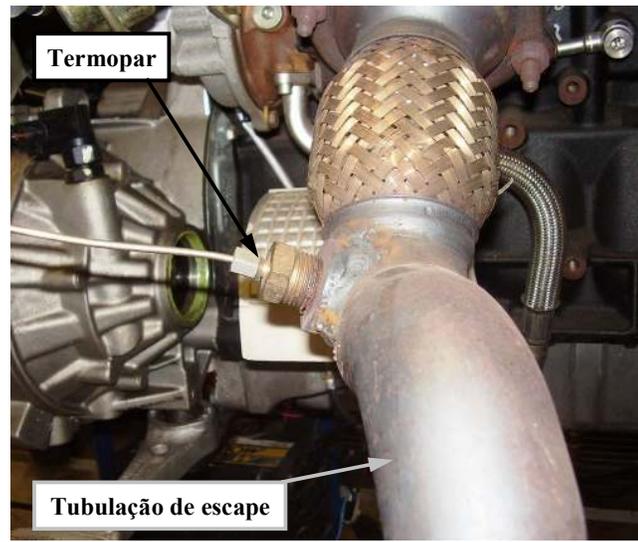


FONTE: OS AUTORES, 2006.

5.3.4 Temperatura dos Gases de Escape

Coletada por meio de um termopar tipo K, instalado na tubulação de escape, conforme pode ser observado na Figura 43.

FIGURA 43 – TEMPERATURA DOS GASES DE ESCAPE

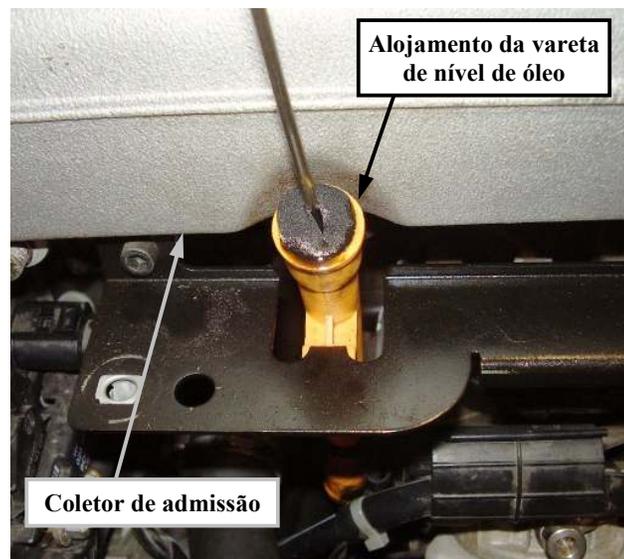


FONTE: OS AUTORES, 2006.

5.3.5 Temperatura do Óleo do Motor

Coletada por um termopar tipo K, instalado no alojamento da vareta de nível de óleo, conforme pode ser observado na Figura 44.

FIGURA 44 – TEMPERATURA DO ÓLEO

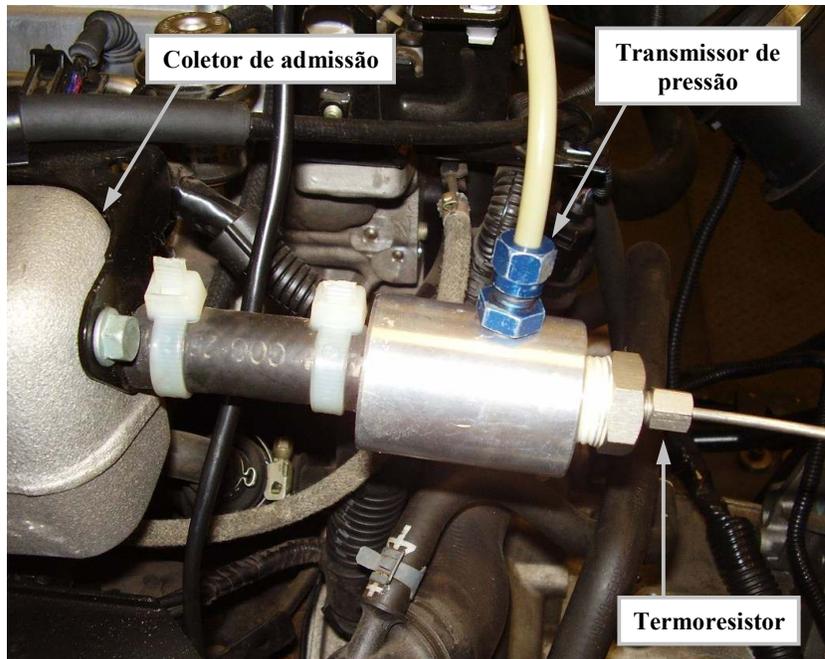


FONTE: OS AUTORES, 2006.

5.3.6 Temperatura no Coletor de Admissão

Determinada por meio de um termoresistor tipo Pt 100, instalado no coletor de admissão, conforme pode ser observado na Figura 45.

FIGURA 45 – TEMPERATURA NO COLETOR DE ADMISSÃO

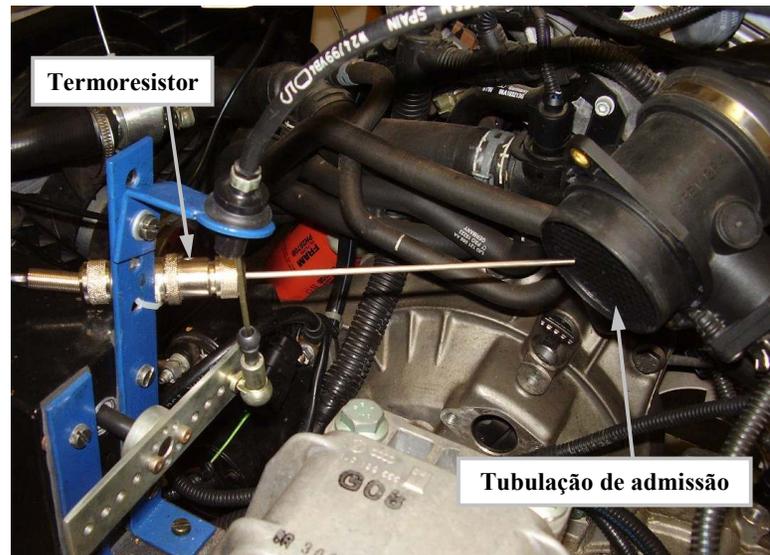


FONTE: OS AUTORES, 2006.

5.3.7 Temperatura Ambiente

Determinada por meio de um termoresistor tipo Pt 100, instalado na entrada da tubulação de admissão do motor, conforme pode ser observado na Figura 46.

FIGURA 46 – TEMPERATURA AMBIENTE



FONTE: OS AUTORES, 2006.

5.3.8 Pressão de Admissão

Determinada por meio de um transmissor de pressão instalado na tubulação de admissão do motor, conforme pode ser observado na Figura 47.

FIGURA 47 – PRESSÃO DE ADMISSÃO



FONTE: OS AUTORES, 2006.

6 SISTEMA PARALELO DE SOBREALIMENTAÇÃO

Conforme mencionado anteriormente, este trabalho se propõe a analisar o desempenho, funcionamento, viabilidade técnica e conseqüências da utilização de um sistema de sobrealimentação paralelo de injeção de ar comprimido em motores turbo alimentados.

O objetivo principal dessa proposta é amenizar ou eliminar o efeito "Turbo Lag", diminuindo o tempo de resposta do turbocompressor em baixas rotações.

O sistema de sobrealimentação paralela funciona quando o motor está trabalhando com uma mistura estequiométrica, ou seja, quando o motor está em regime permanente, com baixa rotação e carga (aproximadamente 2000 rpm e 30% de abertura da borboleta). Nesta situação a injeção de combustível é baixa, pois a unidade de controle do motor entende que o motorista está procurando uma condição econômica de condução. Quando o pedal do acelerador é totalmente pressionado e a injeção extra de ar comprimido é acionada, a sonda lambda detecta um empobrecimento da mistura, fazendo com que a ECU permita a injeção de uma quantidade maior de combustível para compensar.

A injeção extra de ar comprimido, além de contribuir para a redução do efeito "Turbo Lag", também reduz a temperatura do ar admitido (conforme demonstrado na seção 7.1 do Capítulo 7), aumentando sua densidade e possibilitando que mais ar possa ser admitido, porém essa redução não é tão significativa quanto numa injeção de óxido nítrico.

Todos os experimentos e ensaios foram desenvolvidos utilizando-se a rede de ar comprimido disponível no Laboratório de Ensaio de Motores do UnicenP, que tem capacidade para manter uma pressão aproximadamente constante de 10 bar (1 MPa).

O sistema foi elaborado e construído prevendo-se tanto a alimentação direta proveniente da rede de ar comprimido, quanto um consumo restrito à capacidade fixa de reservatórios de ar.

Para a opção de alimentação restrita à capacidade de armazenamento dos reservatórios, a determinação do intervalo de tempo durante o qual estes podem fornecer ar comprimido, sem queda de pressão, foi determinado por meio da equação:

$$T = \frac{V}{C} \cdot \left(\frac{p_1 - p_2}{p_0} \right), \quad (6)$$

onde: T : Tempo (segundos);

V : Capacidade dos reservatórios (m^3);

p_1 : Pressão inicial do reservatório (bar);

p_2 : Pressão final (bar);

p_0 : Pressão atmosférica, absoluta (bar);

C : Vazão de ar (m^3/s).

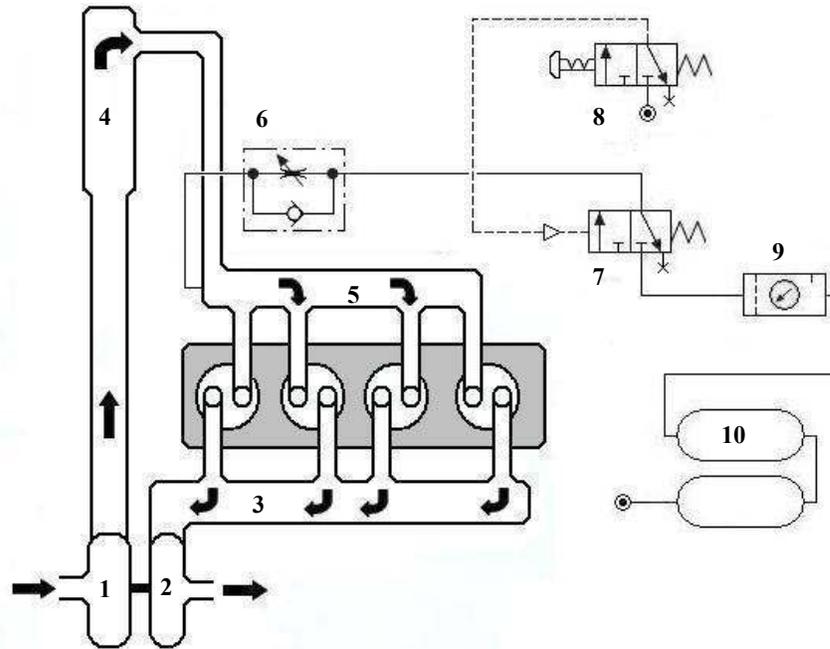
Essa equação considera a temperatura do reservatório constante e p_0 como sendo a pressão atmosférica padrão. Considera também que nenhum ar será fornecido aos reservatórios durante o intervalo de tempo. Caso o sistema fosse alimentado continuamente com uma vazão S (m^3/s), esse valor deveria ser subtraído da vazão C antes de utilizar a Equação (6).

Essa equação também permite que seja determinado o tipo de reservatório a ser utilizado em função da capacidade requerida (metros cúbicos) e utilização da tabela do Anexo 7. Todavia essa funcionalidade não foi utilizada, pois havia a disponibilidade de reservatórios de ar comprimido entre os recursos do Unicenp. Desta forma, foram utilizados dois reservatórios de 30 litros cada, interconectados, com capacidade para suportar uma pressão máxima de trabalho de 15 bar (1,5 MPa), conforme dados do fabricante. Para maiores informações sobre os reservatórios de ar, ver Anexo 1.

Montada na saída dos reservatórios, uma unidade de condicionamento, composta por um regulador de pressão e um filtro, foi utilizada para regular a pressão

de injeção. Para maiores informações sobre a unidade de condicionamento ver Anexos 2 e 3.

FIGURA 48 – PROPOSTA DE SISTEMA PARALELO DE SOBREALIMENTAÇÃO



FONTE: OS AUTORES, 2006.

- | | |
|------------------------|--|
| 1. Compressor | 6. Válvula reguladora de vazão |
| 2. Turbina | 7. Válvula de controle direcional (3/2) |
| 3. Coletor de escape | 8. Válvula piloto (3/2) |
| 4. “Intercooler” | 9. Unidade de condicionamento (Lubrefil) |
| 5. Coletor de admissão | 10. Reservatórios de ar |

O controle da injeção de ar comprimido para o sistema de admissão do motor foi feito por uma válvula de controle direcional (3 posições, 2 vias), montada em série com a unidade de condicionamento, conforme pode ser observado na Figura 48 e na Figura 49.

O sinal de acionamento da válvula de controle direcional mencionada anteriormente foi realizado por uma válvula piloto (3 posições, 2 vias), alimentada a partir da rede de ar comprimido do laboratório, conforme pode ser observado na Figura 48.

Além das válvulas mencionadas anteriormente, uma válvula reguladora de vazão também foi proposta para impedir um possível retorno de sobrepressão

proveniente do coletor de admissão, no entanto, foi eliminada após a execução de testes práticos onde constatou-se que a mesma não seria necessária.

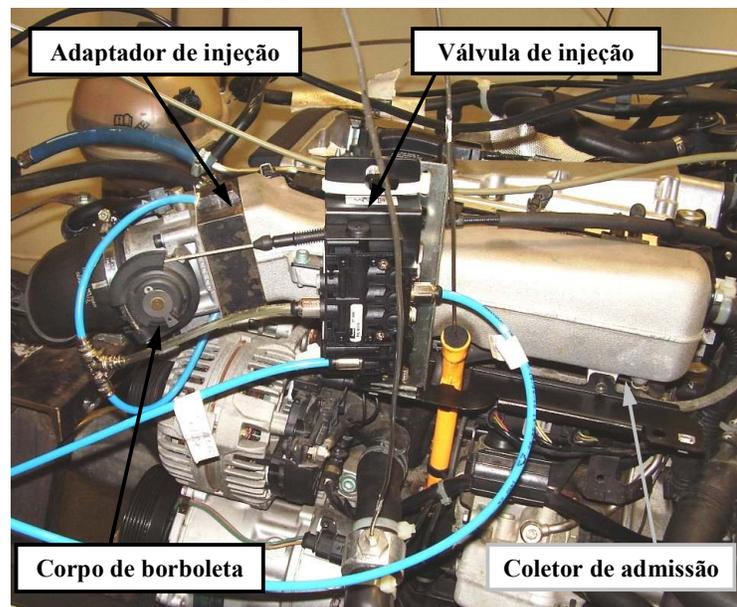
O controle no tempo da injeção do ar, a princípio foi realizado manualmente.

De forma a não alterar as características técnicas do motor, a injeção de ar comprimido foi realizada na entrada do coletor de admissão, logo após o corpo de borboleta. Além de ser uma região de fácil acesso para manutenção e reparo, tem como principal vantagem uma menor perda de carga do sistema de sobrealimentação paralela.

Por se tratar de uma peça protótipo, o projeto do adaptador de injeção foi concebido em Aço 1010, com tratamento superficial oleado. Para sua fabricação foi utilizada a infra-estrutura do laboratório de Usinagem do Unicenp. Para informações mais detalhadas sobre o adaptador, ver Apêndice 1.

A Figura 49 ilustra o adaptador de injeção e válvula de injeção instalados no motor.

FIGURA 49 – ADAPTADOR DE INJEÇÃO



FONTE: OS AUTORES, 2006.

A fim de minimizar as variações das condições de funcionamento do motor, o momento de início e fim da injeção de ar foi realizado paralelamente à rotina de ensaio, ou seja, manteve-se a pressão de injeção constante durante todo o ensaio.

O controle de injeção de combustível foi feito pela própria unidade de controle do motor (ECU), isto é, não foi montado nenhum sistema paralelo de injeção de combustível.

6.1 DADOS TÉCNICOS E DESCRIÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

Para a realização dos ensaios, foi utilizado o motor de um Volkswagen/Audi 1.8 Turbo, previamente instalado no banco de ensaios, com as seguintes características:

- Cilindros: 4
- Cilindrada: 1781 cm³
- Potência máxima: 110kW (150 cv) @ 5700 rpm
- Torque máximo: 210 Nm @ 1750-4600 rpm
- Pressão do turbo: 0,7 bar (70 kPa)
- Combustível: gasolina comercial brasileira

Todos os materiais e equipamentos utilizados durante os ensaios estão descritos na Tabela 3.

TABELA 3 – SISTEMA PARALELO DE SOBREALIMENTAÇÃO, MATERIAIS

| DESCRIÇÃO | QUANTIDADE |
|--|------------|
| Reservatório de Ar - 30 litros (Ver Anexo 1) | 2 |
| Unidade de Condicionamento (Ver Anexos 2 e 3) | 1 |
| Nípel de Redução, Rosca ½" - ¼" BSP | 1 |
| Nípel de Redução, Rosca M22x1,5 mm - ¼" BSP | 4 |
| Tubo de Poliuretano, Ø 6x1 mm | 3 mm |
| Tubo de Poliuretano, Ø 8x1 mm | 3 mm |
| Nípel Reto, Rosca ¼" BSP, Tubo 6 mm | 3 |
| Nípel Reto, Rosca ¼" BSP, Tubo 8 mm | 4 |
| União T, Tubo 6 mm | 2 |
| Válvula piloto (Ver Anexo 4) | 1 |
| Válvula de controle direcional (3/2) (Ver Anexo 5) | 1 |
| Adaptador de injeção (Ver Apêndice 1) | 1 |

FONTE: OS AUTORES, 2006.

7 PLANO DE ENSAIO

Este capítulo descreve todos os procedimentos e ensaios para determinação da autonomia dos reservatórios, temperatura de injeção, seleção do sensor de pressão e ensaios sobre o motor.

7.1 ENSAIO SOBRE OS RESERVATÓRIOS

Conforme mencionado no Capítulo 6, a injeção extra de ar comprimido contribui positivamente para a redução da temperatura do ar admitido. Para comprovar essa afirmação, e ao mesmo tempo determinar a autonomia dos reservatórios de ar comprimido, é necessário realizar os experimentos descritos a seguir:

7.1.1 Procedimento para Determinação da Temperatura de Injeção

a) Condições iniciais do ensaio:

- Temperatura ambiente externa: 15 °C;
- Temperatura ambiente dentro do Laboratório de Ensaios: 14,5 °C;
- Pressão de ar gerada pela rede de ar comprimido: 6 bar (600 kPa).

b) Equipamentos de medição utilizados:

- Termômetro digital APPA MT-510 (Minipa), ver Anexo 6;
- Termopar tipo K;
- Regulador de pressão P3A-RA11BGN, ver Anexo 2.

c) Materiais utilizados:

TABELA 4 – LISTA DE MATERIAIS PARA OS ENSAIOS

| DESCRIÇÃO | QUANTIDADE |
|---|------------|
| Reservatório de Ar - 30 litros (Ver Anexo 1) | 2 |
| Filtro P3A-FA11BENP (Ver Anexo 3) | 1 |
| Nípel de Redução, Rosca 1/2" - 1/4" BSP | 1 |
| Nípel de Redução, Rosca M22x1,5 mm - 1/4" BSP | 4 |
| Tubo de Poliuretano, Ø 6x1 mm | 3 mm |
| Tubo de Poliuretano, Ø 8x1 mm | 3 mm |
| Nípel Reto, Rosca 1/4" BSP, Tubo 6 mm | 3 |
| Nípel Reto, Rosca 1/4" BSP, Tubo 8 mm | 4 |

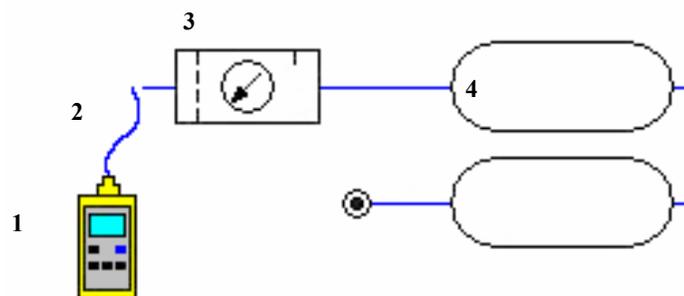
FONTE: OS AUTORES, 2006.

d) Metodologia de ensaio:

1. Após a montagem dos equipamentos, listados na Tabela 4 e arranjados conforme diagrama da Figura 50, a saída de ar logo após o regulador de pressão foi fechada e os tanques pressurizados com a mesma pressão da rede de ar comprimido do Laboratório de Ensaio.

Observação: Os tanques permaneceram pressurizados durante 5 minutos até que a primeira medição fosse realizada.

FIGURA 50 – DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DE INJEÇÃO

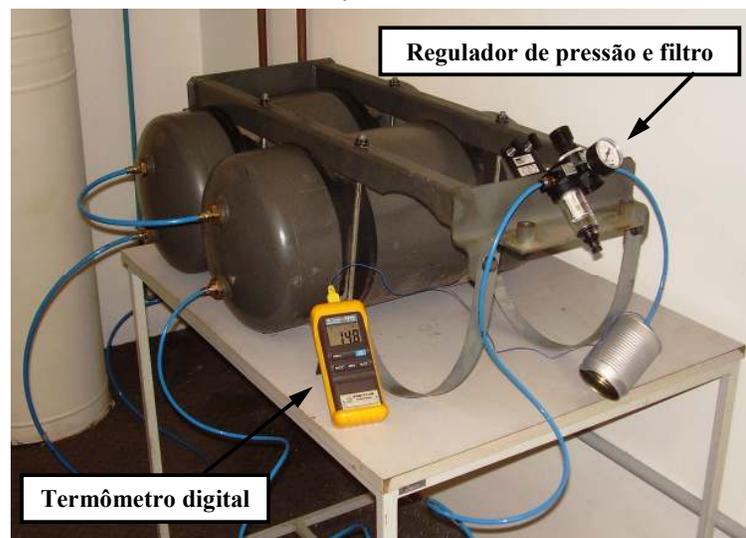


FONTE: OS AUTORES, 2006.

1. Termômetro digital
2. Termopar tipo K
3. Unidade de condicionamento
4. Reservatórios de ar

2. Encerrando-se os 5 minutos, a alimentação de ar do laboratório foi fechada e a saída de ar logo após o regulador de pressão foi liberada. A partir desse instante o valor da temperatura do ar foi coletado utilizando-se um termômetro digital e um termopar tipo K, conforme pode ser observado na Figura 51.

FIGURA 51 – DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DO AR



FONTE: OS AUTORES, 2006.

3. Para impedir que a leitura do termômetro digital fosse perturbada pela temperatura ambiente, foi utilizado um recipiente na saída da tubulação de ar, conforme pode ser observado na Figura 52. Para evitar erros de leitura, os dados só foram coletados após a estabilização do valor informado pelo termômetro.

FIGURA 52 – ISOLAMENTO DA SAÍDA DE AR



FONTE: OS AUTORES, 2006.

Foram realizadas 5 medições, sempre se repetindo os passos 1 a 3 mencionados anteriormente. Em todas as medições o valor encontrado foi de 12,4 °C.

e) Resultados:

Comparando os valores encontrados com a temperatura ambiente (15 °C), foi possível observar uma redução da temperatura do ar a ser injetado de aproximadamente 3 °C. Esse resultado comprova a afirmação de que a injeção de ar comprimido contribui positivamente para a redução da temperatura do ar admitido.

A temperatura do ar a ser injetado no coletor de admissão é uma grandeza de difícil previsão, dadas às grandes variações térmicas a que o sistema está submetido. Essas variações são provenientes da temperatura do fluxo de ar externo admitido pelo compressor da rede de ar comprimido e do calor gerado pelo motor instalado no banco de ensaios, que afeta significativamente a temperatura ambiente do laboratório.

7.1.2 Procedimento para Determinação da Autonomia dos Reservatórios

a) Condições iniciais dos ensaios:

- Temperatura ambiente externa: 15 °C;
- Temperatura ambiente dentro do Laboratório de Ensaios: 14,5 °C;
- Pressão de ar gerada pela rede de ar comprimido: 6 bar (600 kPa).

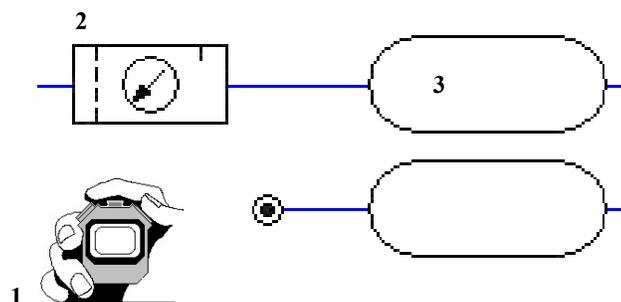
b) Equipamentos de medição utilizados:

- Termômetro digital APPA MT-510 (Minipa), ver Anexo 6;
- Termopar tipo K;
- Regulador de pressão P3A-RA11BGN, ver Anexo 2;
- Cronômetro digital.

c) Metodologia de ensaio:

1. Após a montagem dos equipamentos, listados na Tabela 4 e arranjados conforme diagrama da Figura 53, a saída de ar logo após o regulador de pressão foi fechada e os tanques pressurizados com a mesma pressão da rede de ar comprimido do Laboratório de Ensaios.
2. Após alguns minutos, a saída de ar dos reservatórios foi liberada para que a pressão de saída do ar pudesse ser regulada no valor desejado. Terminado o ajuste, a saída de ar foi novamente fechada para que os tanques pudessem novamente ser pressurizados.
Observação: Os tanques permaneceram pressurizados durante 5 minutos até que a primeira medição fosse realizada.
3. Encerrando-se os 5 minutos, a saída de ar foi liberada e a queda de pressão demonstrada no regulador foi cronometrada utilizando-se um cronômetro digital, conforme pode ser observado na Tabela 5.

FIGURA 53 – DETERMINAÇÃO DA AUTONOMIA DOS RESERVATÓRIOS



FONTE: OS AUTORES, 2006.

1. Cronômetro digital
2. Unidade de condicionamento
3. Reservatórios de ar

Apesar da pressão de saída apropriada para a execução deste trabalho ser de 1,5 bar (150 kPa), a título de comparação e avaliação foram realizadas 3 medições com diferentes pressões de saída, sempre repetindo-se os passos 1 a 3 mencionados anteriormente.

d) Resultados:

A queda de pressão nos reservatórios, para as diferentes pressões de saída, pode ser observada na Tabela 5.

TABELA 5 – QUEDA DE PRESSÃO NA SAÍDA DOS RESERVATÓRIOS

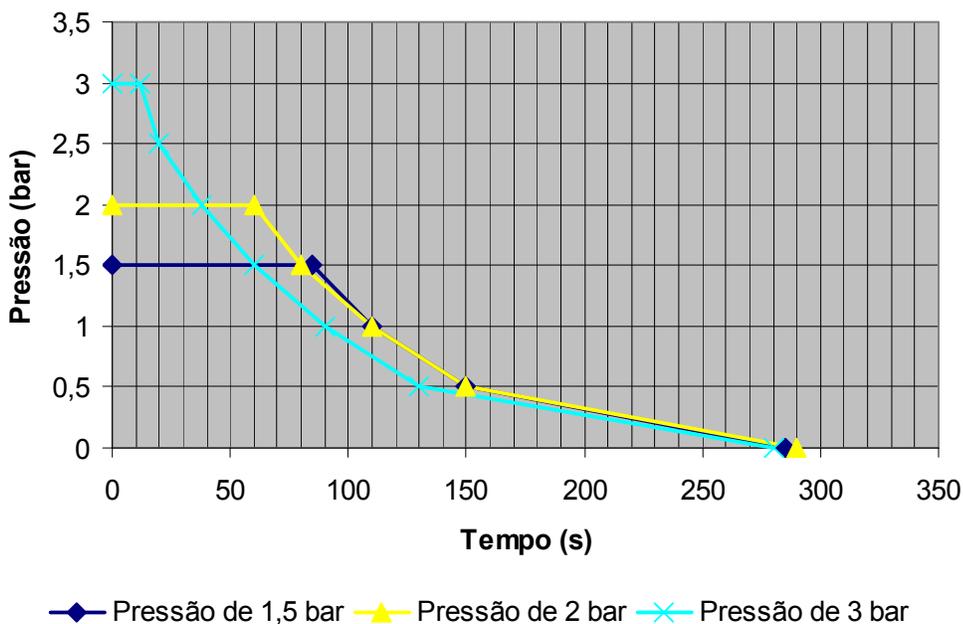
| Pressão de saída: 1,5 bar | | Pressão de saída: 2 bar | | Pressão de saída: 3 bar | |
|---------------------------|-----------|-------------------------|-----------|-------------------------|-----------|
| Pressão bar/(kPa) | Tempo (s) | Pressão bar/(kPa) | Tempo (s) | Pressão bar/(kPa) | Tempo (s) |
| 1,5 (150) | 0 | 2,0 (200) | 0 | 3,0 (300) | 0 |
| 1,5 (150) | 85 | 2,0 (200) | 60 | 3,0 (300) | 12 |
| 1,0 (100) | 110 | 1,5 (150) | 80 | 2,5 (250) | 20 |
| 0,5 (50) | 150 | 1,0 (100) | 110 | 2,0 (200) | 38 |
| 0 | 285 | 0,5 (50) | 150 | 1,5 (150) | 60 |
| | | 0 | 290 | 1,0 (100) | 90 |
| | | | | 0,5 (50) | 130 |
| | | | | 0 | 280 |

FONTE: OS AUTORES, 2006.

Nota: Valores coletados considerando pressão interna dos reservatórios igual a 6 bar (600 kPa).

O gráfico da Figura 54 ilustra o tempo durante o qual os reservatórios conseguem manter a pressão de saída constante.

FIGURA 54 – QUEDA DE PRESSÃO NA SAÍDA DOS RESERVATÓRIOS



FONTE: OS AUTORES, 2006.

Nota: Valores coletados considerando pressão de alimentação da rede igual a 6 bar (600 kPa).

Usando o sistema de óxido de nitroso como referência, onde o tempo de cada injeção varia entre 10 e 15 segundos, o sistema de sobrealimentação paralelo a ar comprimido tem autonomia para aproximadamente 8 injeções, considerando uma pressão de alimentação da rede igual a 6 bar (600 kPa) e pressão de saída de 1,5 bar (150 kPa). O fator determinante para o incremento da autonomia é o aumento da pressão interna dos reservatórios e diminuição da temperatura externa.

O valor da pressão de alimentação da rede de ar comprimido varia em função do sistema de funcionamento do compressor de ar. A rede de ar dos laboratórios está preparada para trabalhar em uma faixa de pressão de 6 a 10 bar (0,6 a 1 MPa). Quando o valor da pressão atinge os 10 bar (1 MPa), o compressor é desativado. A partir daí todo o consumo fica restrito ao ar existente na rede. O compressor só é novamente

acionado quando a pressão da rede cai para 6 bar (600 kPa), em função do consumo dos laboratórios.

Considerando-se somente os dados coletados para a pressão de saída de 1,5 bar (150 kPa), é possível determinar a vazão do sistema $C = 1,74 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ por meio da Equação (6), onde:

$$T = 85 \text{ segundos};$$

$$V = 0,03 \text{ m}^3 \text{ (volume de 2 reservatórios);}$$

$$p_1 = 6,5 \text{ bar (650 kPa);}$$

$$p_2 = 6,0 \text{ bar (600 kPa);}$$

$$p_0 = 1,01325 \text{ bar (101,325 kPa).}$$

7.2 SENSOR DE PRESSÃO

Uma vez determinado o ponto de injeção do ar comprimido, foi necessário determinar onde e como seria feito o controle da injeção, estando ela associada ao funcionamento do motor.

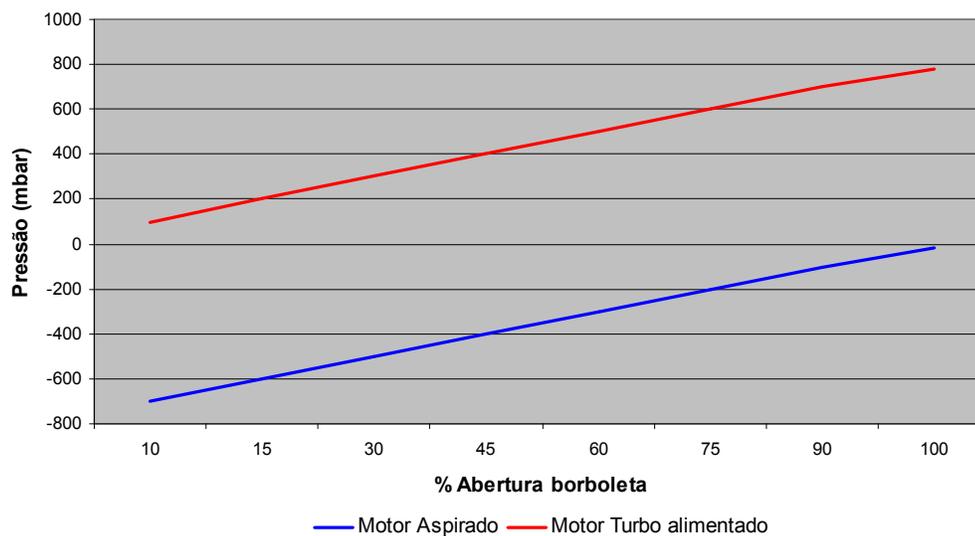
Sabe-se que a pressão máxima de ar admitido pelo motor, em condições normais de trabalho (sem sobrealimentação) é de 101,2 kPa (1 atm) ao nível do mar e 92,0 kPa (0,91 atm) em Curitiba. Contudo, tem-se dentro do coletor de admissão o ar em depressão, uma vez que o mesmo está sendo aspirado para dentro dos cilindros.

Quando existe uma pequena abertura na borboleta, a pressão no interior do coletor de admissão é baixa (alta depressão), tendendo a -1000 mbar (-100 kPa), pois o ar encontra grande restrição para entrar no coletor de admissão. Quando a borboleta encontra-se totalmente aberta, a pressão no interior do coletor de admissão é alta (baixa depressão), chegando próximo de zero, pois a pressão dentro do coletor tende a equilibrar-se com a pressão atmosférica.

Quando o motor é turbo alimentado, deve-se levar em consideração a pressão da turbina, que atua sobre toda a faixa de funcionamento. Por esta razão um delta (valor de pressão ajustado na turbina) foi aplicado sobre a curva de pressão do coletor.

A Figura 55 mostra um gráfico da variação da pressão em relação à posição da borboleta do motor, para motores aspirados e motores turbo alimentados.

FIGURA 55 – PRESSÃO DE ADMISSÃO



FONTE: OS AUTORES, 2006.

Desta forma, sabendo-se a pressão de trabalho do motor, foi especificado um sensor com faixa de atuação entre -1 a 2 bar (-100 a 200 kPa) da marca Druck, modelo PTX-1000. Para informações mais detalhadas sobre este sensor, ver Tabela 2, página 35.

Todos os procedimentos e recomendações para a correta configuração do sensor de pressão no banco de ensaios estão descritos no Apêndice 3.

7.3 ENSAIO SOBRE O MOTOR

A elaboração dos ensaios buscou caracterizar e reproduzir em laboratório o efeito do baixo desempenho dos motores turbo alimentados em baixas rotações. A partir dessa caracterização, e do prévio conhecimento do modo de funcionamento do dinamômetro, foram criados planos de ensaio que permitissem avaliar o comportamento do motor com e sem a injeção paralela de ar comprimido.

Metodologia de ensaio:

Para a realização dos ensaios, buscou-se manter sempre as mesmas condições iniciais de:

- Temperatura de admissão do ar (estabilizada pela sala de teste);
- Temperatura do óleo do motor;
- Temperatura da água.

Parâmetros como umidade do ar e temperaturas específicas do motor não foram controlados, pois a sala de testes do Laboratório de Ensaios do Unicenp não possui elementos para controle de tais fatores, sendo estes diretamente afetados pela condução de calor gerada durante o funcionamento do motor.

Foram criados 3 (três) ensaios padrões, com variações de carga e rotação:

- Rotação constante e carga constante;
- Rotação constante e carga variável;
- Rotação variável e carga variável.

Para determinação da “Base line³” de cada um dos ensaios, os mesmos foram repetidos 6 (seis) vezes. O critério para sua seleção foi a repetibilidade das condições iniciais (temperaturas de estabilização). As curvas que apresentaram distorções ou discrepâncias acentuadas foram descartadas. Apenas uma curva de cada modo de ensaio foi selecionada para ser apresentada neste trabalho.

Após a realização dos ensaios para determinação de cada “Base line”, os mesmos foram repetidos, no entanto utilizando-se injeção paralela de ar comprimido em diferentes pressões. Foram utilizadas pressões de injeção 1,5 bar (150 kPa), 2 bar (200 kPa) e 3 bar (300 kPa). Para cada valor de pressão de injeção, também foram realizados seis (06) ensaios, totalizando 72 ensaios com aquisições de dados.

³ Curva padrão sem injeção de ar comprimido, onde são identificadas as características originais do motor.

O critério para seleção das curvas, representadas com detalhes no Capítulo 8, foi a repetibilidade das condições iniciais (temperaturas de estabilização), obtidas nos ensaios com diferentes pressões de injeção de ar comprimido.

A repetibilidade também deve ser interpretada como uma tendência na obtenção dos dados, ou seja, foram selecionadas as curvas que apresentaram o mesmo comportamento e valores aproximados. Os ensaios que apresentaram distorções ou discrepâncias acentuadas foram descartados. Apenas uma curva, para cada modo de ensaio e pressão de injeção, foi selecionada para ser apresentada neste trabalho.

A aquisição dos dados foi feita utilizando-se uma frequência de 10 Hz, ou seja, 10 aquisições por segundo. Desta forma, dado ao elevado volume de informações coletadas, não foram expostos neste trabalho as tabelas de dados. A compilação destas informações está demonstrada nos gráficos do Capítulo 8.

Todos os procedimentos, recomendações e critérios para manipulação segura e correta do banco de ensaios estão detalhadamente descritos no Apêndice 2.

7.3.1 Ensaio com Rotação Constante e Carga Constante

Para esse ensaio o motor permanece trabalhando sob condição constante de regime (rotação) e carga durante intervalo de tempo determinado.

a) Objetivo:

Avaliar a variação de potência através da sobrealimentação paralela de ar comprimido.

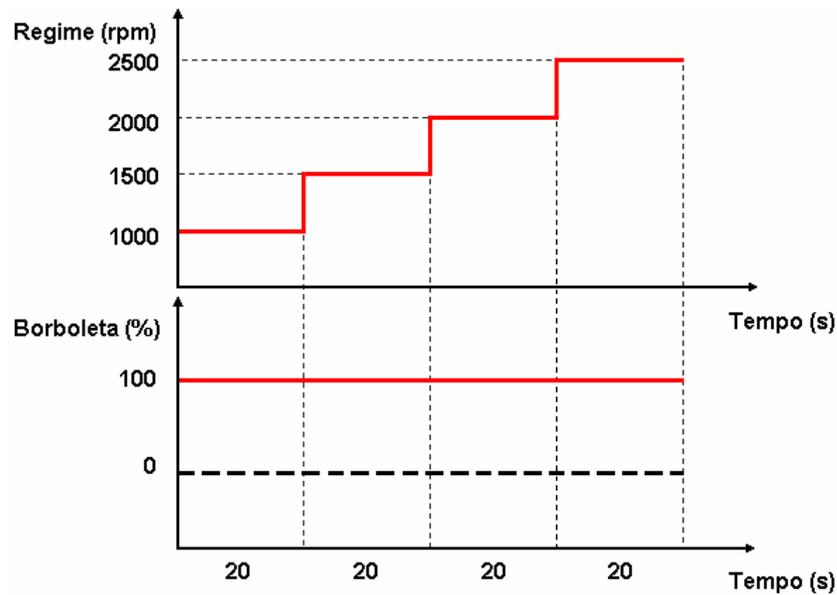
b) Programação:

- Partida do motor, com estabilização durante 1 minuto;
- Estabilização: 1000 rpm / Plena Carga (100% borboleta), durante 20s;
- Estabilização: 1500 rpm / Plena Carga (100% borboleta), durante 20s;

- Estabilização: 2000 rpm / Plena Carga (100% borboleta), durante 20s;
- Estabilização: 2500 rpm / Plena Carga (100% borboleta), durante 20s;
- Parada do motor.

A Figura 56 a seguir, demonstra o aspecto das curvas de rotação e carga programadas para o ensaio.

FIGURA 56 – CONDIÇÕES DE ENSAIO (ROT. CTE / CARGA CTE.)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

7.3.2 Ensaio com Rotação Constante e Carga Variável

Para esse ensaio o motor permanece sob uma rotação fixa, inicialmente com a carga próxima de zero. Após a estabilização desta condição, efetua-se uma rampa de carga até o ponto de Plena Carga.

a) Objetivo:

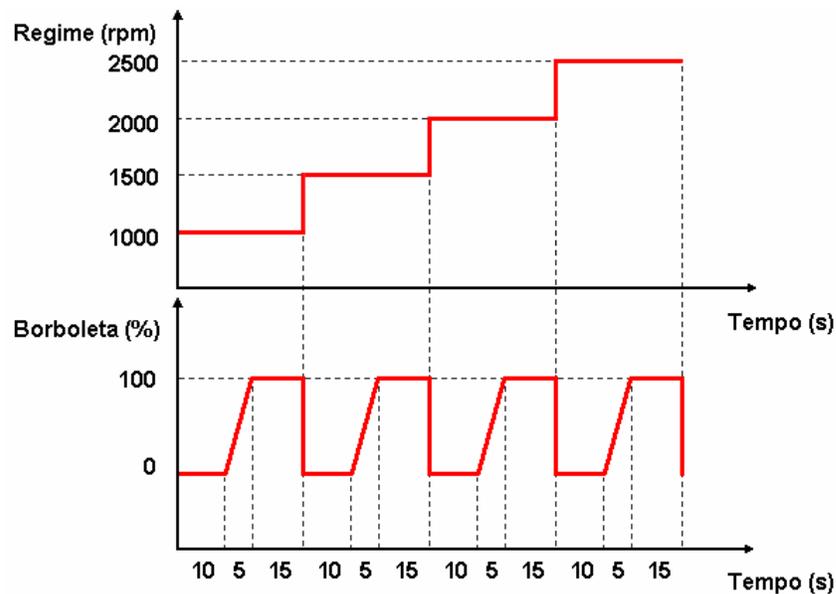
Avaliar a variação da eficiência em cargas parciais, porém com rotações constantes, através da sobrealimentação paralela de ar comprimido.

b) Programação:

- Partida do motor, com estabilização durante 1 minuto;
- Estabilização: 1000 rpm / 0 até Plena Carga (100% borboleta), durante 5s;
- Estabilização: 1500 rpm / 0 até Plena Carga (100% borboleta), durante 5s;
- Estabilização: 2000 rpm / 0 até Plena Carga (100% borboleta), durante 5s;
- Estabilização: 2500 rpm / 0 até Plena Carga (100% borboleta), durante 5s;
- Parada do motor.

A Figura 57 a seguir, demonstra o aspecto das curvas de rotação e carga programadas para o ensaio.

FIGURA 57 – CONDIÇÕES DE ENSAIO (ROT. CTE. / CARGA VAR.)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

7.3.3 Ensaio com Rotação Variável e Carga Variável

Esse ensaio inicia-se com o motor sob uma condição de baixa carga, com rotação próxima à marcha lenta. Em seguida efetua-se uma rampa de aceleração onde, junto com a abertura de borboleta, a rotação aumenta até um valor especificado, esta controlada pelo dinamômetro.

a) Objetivo:

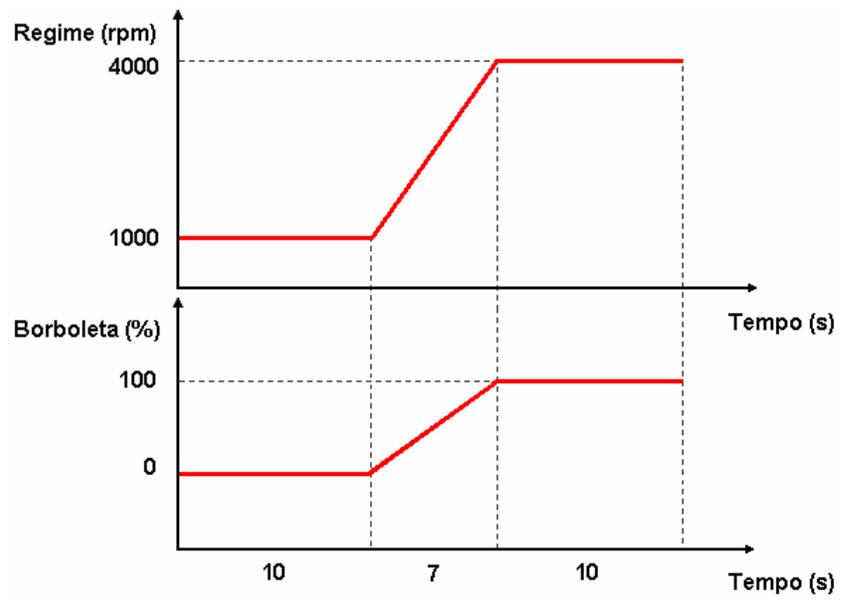
Determinar o ganho de performance e rendimento do motor, através da sobrealimentação paralela de ar comprimido. Considera-se que esta seja a situação mais próxima da real em relação a veículos com sobrealimentação (arrancadas e/ou retomadas de aceleração).

b) Programação:

- Partida do motor, com estabilização durante 1 minuto;
- Rotação 1000 até 4000 rpm / 0 até Plena Carga (100% borboleta), rampa de aceleração 7s (rotação e carga);
- Parada do motor.

A Figura 58 a seguir, demonstra o aspecto das curvas de rotação e carga programadas para o ensaio.

FIGURA 58 – CONDIÇÕES DE ENSAIO (ROT. VAR / CARGA VAR.)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

8 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Este capítulo contém a avaliação e análise dos ensaios realizados durante a execução deste trabalho. As sugestões e propostas de melhorias para trabalhos futuros sobre o mesmo tema estão descritas no Capítulo 9.

Para facilitar a compreensão e o entendimento, as análises estão separadas para cada modo de ensaio.

Conforme mencionado no Capítulo 7, Seção 7.3, as curvas apresentadas a seguir foram obtidas através da análise da tendência observada em 6 (seis) ensaios sobre cada pressão de injeção e comparados com a curva “base line”.

8.1.1 Ensaio com Rotação Constante e Carga Constante

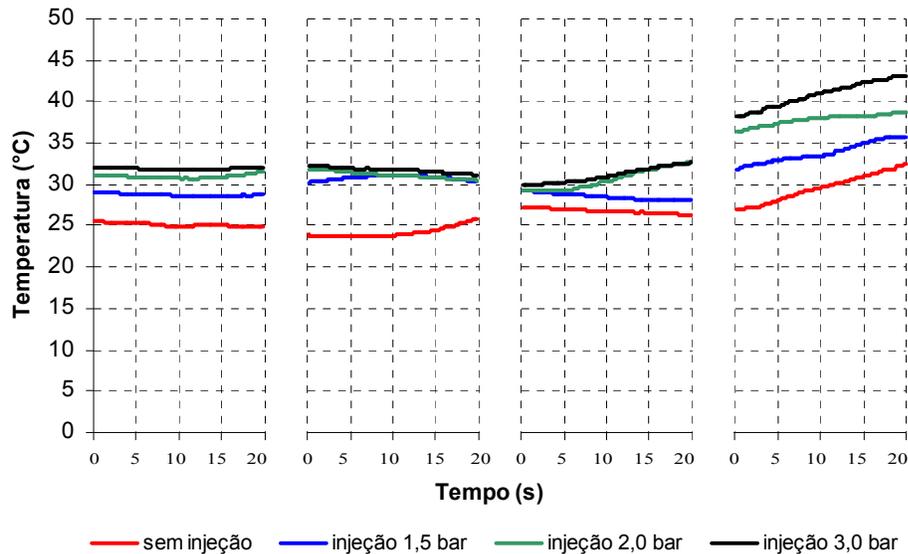
Este ensaio tem por objetivo verificar a influência da sobrealimentação paralela de ar comprimido sobre a performance do motor (potência e torque), com o mesmo trabalhando sob regime de funcionamento (rotação) e carga constantes. Desta forma, não foi avaliado o efeito “turbo lag”, mas sim o enchimento do motor sob algumas condições determinadas de rotação.

As medições foram realizadas sobre regimes distintos de funcionamento do motor, conforme está descrito na Seção 7.3 e demonstrado na Figura 56. Como o período de realização de cada ensaio tem duração de 20 segundos, pode-se observar claramente, no eixo das ordenadas, a evolução dos regimes em função do tempo.

O ensaio ocorreu sob boa condição de estabilização da sala de testes, conforme pode ser observado na Figura 59 (Temperatura do Ar na Admissão do Motor). Houve uma variação da temperatura de aproximadamente de 7 °C no primeiro regime do ensaio, aumentando esta diferença para 12 °C no último regime. A variação é causada pela falta de controle da temperatura ambiente da sala, que sofre influência direta da carga térmica gerada pelo funcionamento do motor. As boas condições de estabilização do motor estão demonstradas na Figura 60 (Temperatura do Coletor de

Admissão), Figura 61 (Temperatura de Saída da Água) e Figura 62 (Temperatura do Óleo).

FIGURA 59 – TEMPERATURA DO AR NA ADMISSÃO DO MOTOR (ENSAIO 1)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

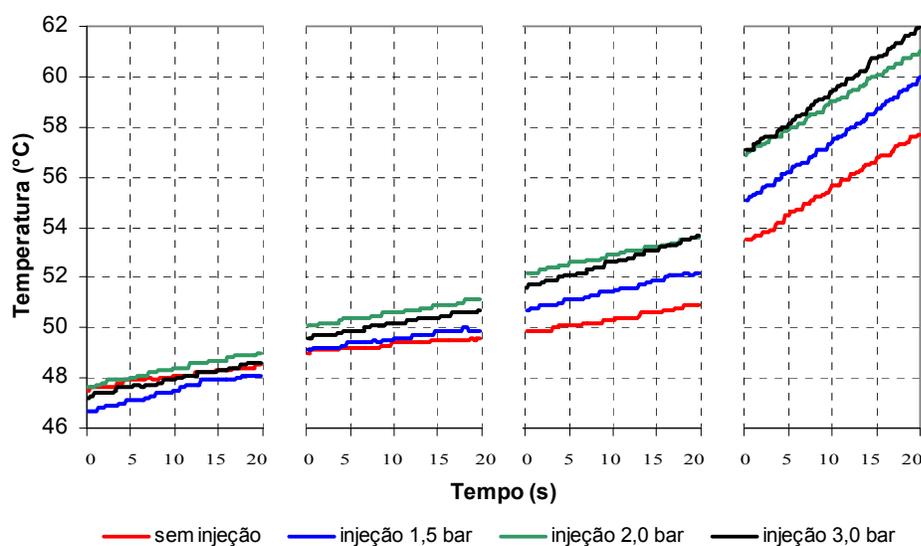
Na Figura 60 (Temperatura do Coletor de Admissão) pode-se observar uma evolução da temperatura de duas formas: dentro do mesmo período de rotação e ao longo do ensaio. A primeira pode ser explicada pelo condicionamento do motor a uma determinada rotação. A segunda, porém, é mais complexa. Foi realizado um controle manual (estabilização do motor) para que as curvas com diferentes pressões de ar comprimido obtivessem a mesma temperatura inicial (variação inferior a 2 °C). No entanto, existe uma evolução proporcional da temperatura com o aumento das pressões de injeção de ar comprimido e da rotação, ou seja, quanto maior a quantidade de ar aspirado ou injetado dentro do coletor de admissão, maior é a sua temperatura, contrariando o efeito de redução da temperatura do ar admitido em função da injeção paralela (demonstrado na Seção 7.1).

Contudo, para se concluir que a injeção de ar comprimido não reduz a temperatura do ar admitido, um estudo mais aprofundado seria necessário. A medição ao longo do circuito de injeção de ar comprimido e do coletor de admissão, com

alguns termopares em pontos determinados, seria de grande valia para a identificação do ponto exato onde se inicia o aumento da temperatura. Com o estudo realizado neste trabalho, sabe-se apenas que o ar de injeção encontra-se próximo a 12 °C (conforme descrito na Seção 7.1) e que a diferença entre a temperatura admitida pelo motor e a temperatura no coletor de admissão pode chegar a 25 °C sob a mesma condição de funcionamento do motor e mesma pressão de injeção.

O ponto de medição desta temperatura pode ser observado na Figura 45.

FIGURA 60 – TEMPERATURA NO COLETOR DE ADMISSÃO (ENSAIO 1)

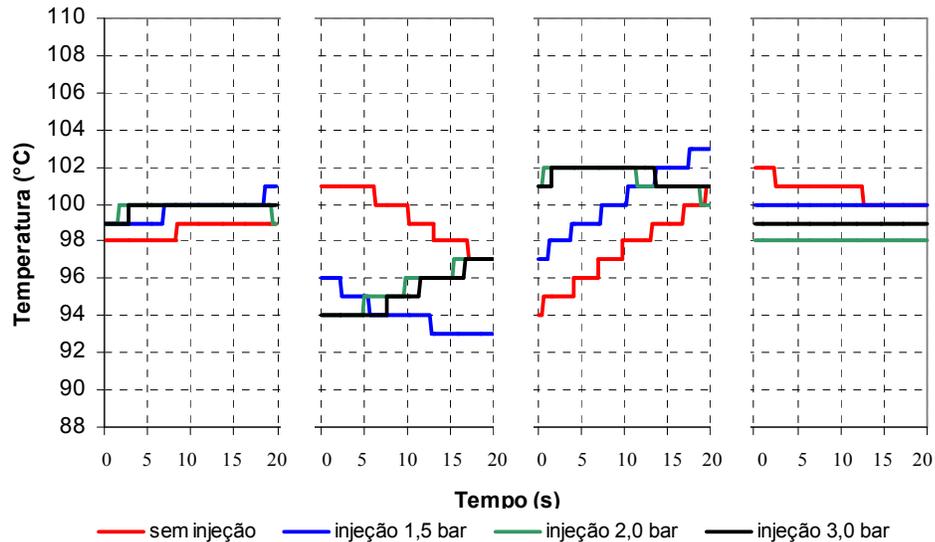


FONTE: OS AUTORES, 2006.

A temperatura da água, demonstrada na Figura 61, mostrou-se estável ao longo do ensaio (variação inferior a 10 °C), o que proporcionou um bom controle do sistema de injeção, evitando variações bruscas na quantidade de combustível injetada no motor. O controle desta temperatura é realizado pelo radiador do veículo, adaptado para o funcionamento no banco de ensaio.

O ponto de medição desta temperatura pode ser observado na Figura 42.

FIGURA 61 – TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA (ENSAIO 1)

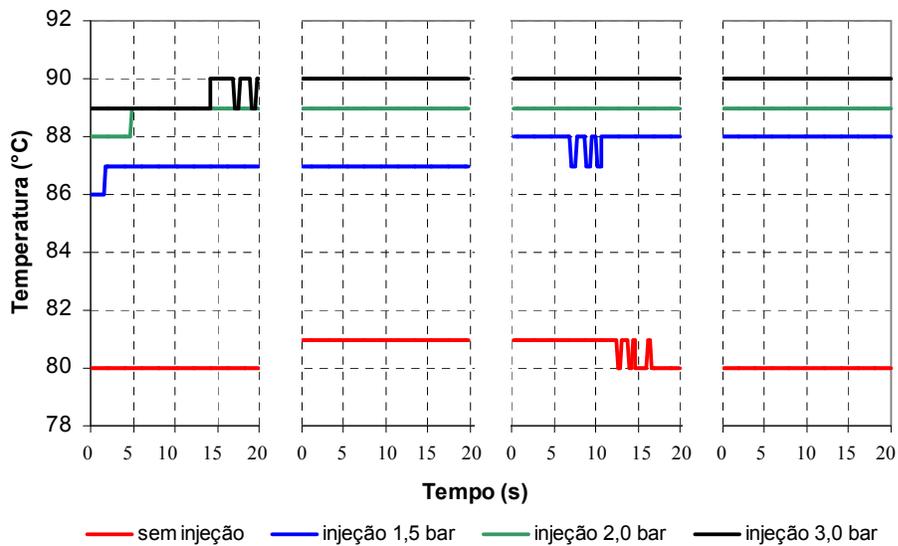


FONTE: OS AUTORES, 2006.

A variação de 10 °C na temperatura do óleo do motor, conforme pode ser observado na Figura 62, não demonstrou influência sobre o resultado final.

O ponto de medição dessa temperatura pode ser observado na Figura 44.

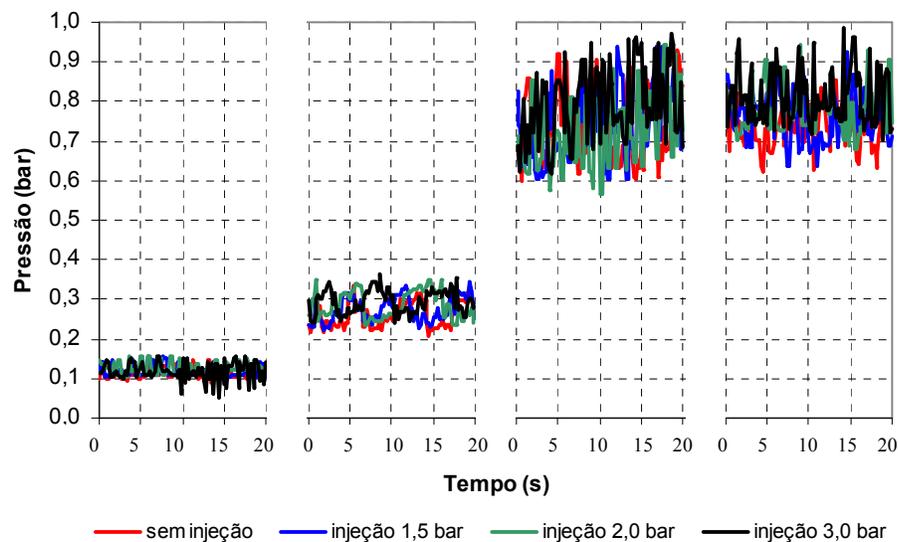
FIGURA 62 – TEMPERATURA DO ÓLEO (ENSAIO 1)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

A Figura 63 apresenta os dados coletados da pressão de admissão. Observa-se uma variação da ordem de 0,3 bar (30 kPa) quando o motor atinge a rotação de 2000 rpm, com borboleta totalmente aberta. Porém, como observação global dos valores, a variação da pressão de admissão entre as diferentes pressões de injeção mostra-se pequena, quase nula, não ultrapassando 0,1 bar (10 kPa). Além disso, a partir do regime de 2000 rpm, nota-se que o valor da pressão de admissão é superior 0,7 bar (70 kPa), ponto onde ocorre o enchimento máximo da turbina, conforme descrito na Seção 6.1. A partir deste valor a injeção de ar comprimido descaracteriza-se e não apresenta influência sobre a pressão de admissão. Esse efeito pode ser observado mais claramente nas análises do ensaio com carga e rotação variáveis na Seção 8.1.3.

FIGURA 63 – PRESSÃO DE ADMISSÃO (ENSAIO 1)



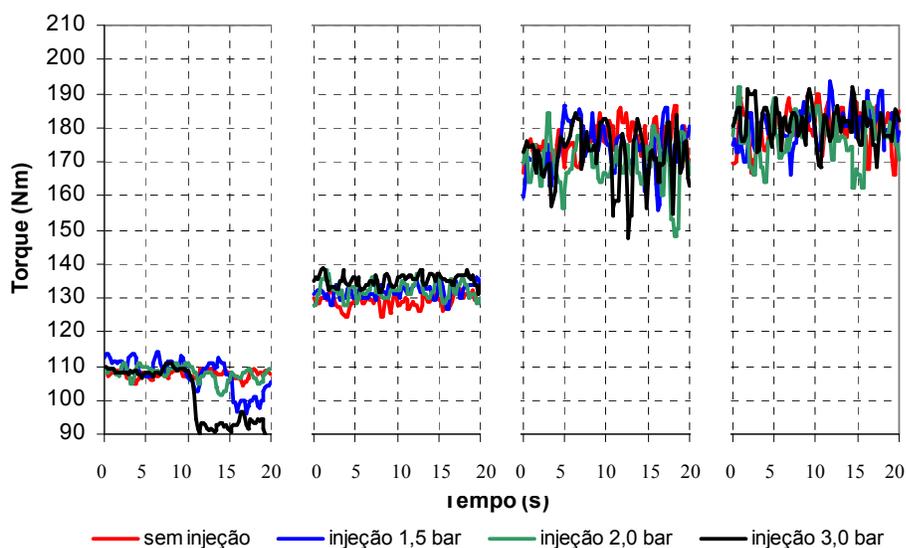
FONTE: OS AUTORES, 2006.

O fato da pressão não variar de forma significativa entre as injeções de ar comprimido pode ser observado nos gráficos de torque (Figura 64) e potência do motor (Figura 65). A variação do torque (entre 10 e 20 Nm) e da potência (entre 2 e 6 kW) dentro da mesma rotação, não apresenta um comportamento proporcional com o aumento da pressão da injeção, pois ocorreram sobreposições e até inversões das curvas em alguns momentos. Com isso, o ganho efetivo é de difícil análise, pois seria necessária uma coleta mais ampla de dados, como consumo de combustível, valor de

riqueza (sonda lambda), vazão de ar na admissão, entre outros. Com estes dados, seria possível calcular os rendimentos do motor, por exemplo.

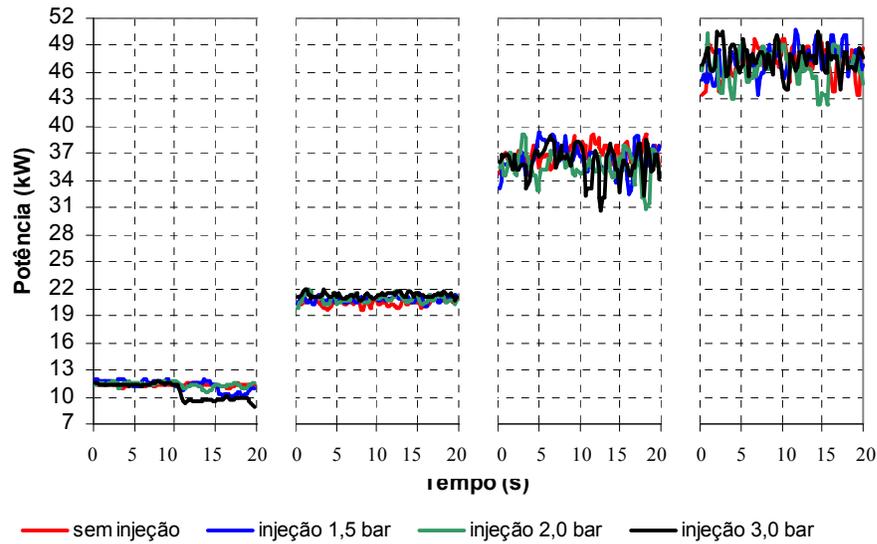
Pode ser observada uma pequena discrepância de medição no período compreendido entre 12 a 20 segundos do ensaio, causado por um erro de medição da célula de carga. Similarmente ao que aconteceu com a Pressão de Admissão, comentado anteriormente, a partir do regime de 2000 rpm ocorre o enchimento máximo da turbina. Esse efeito pode ser observado mais claramente nas análises do ensaio com carga e rotação variáveis na Seção 8.1.3.

FIGURA 64 – TORQUE DO MOTOR (ENSAIO 1)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

FIGURA 65 – POTÊNCIA DO MOTOR (ENSAIO 1)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

8.1.2 Ensaio com Rotação Constante e Carga Variável

Este ensaio tem por objetivo verificar a influência da sobrealimentação paralela de ar comprimido sobre a performance do motor (potência e torque) em cargas parciais, porém sob regime de funcionamento (rotação) constante.

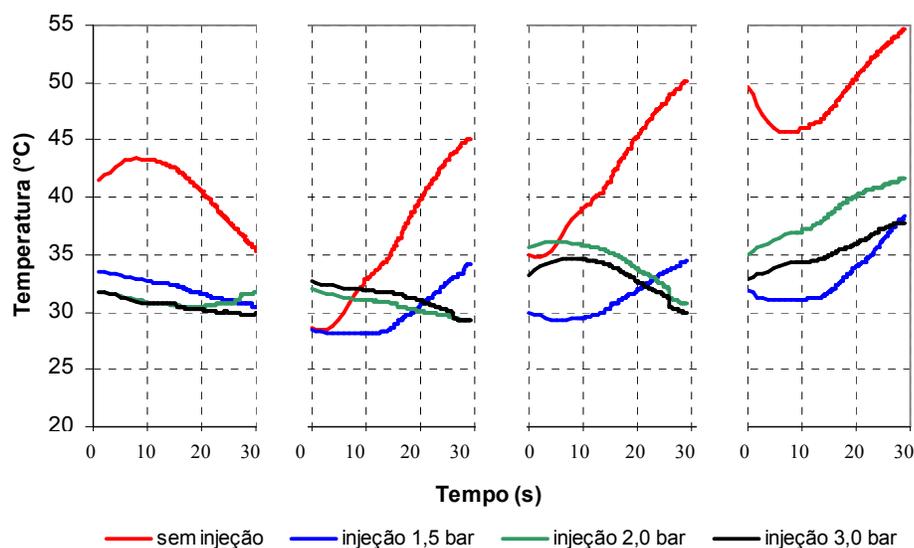
As medições foram realizadas sobre regimes distintos de funcionamento do motor, conforme está descrito na Seção 7.3 e demonstrado na Figura 57. Como o período de realização de cada ensaio tem duração de 30 segundos, pode-se observar claramente, no eixo das ordenadas, a evolução dos regimes em função do tempo.

Assim como no ensaio com rotação e carga constantes, constatou-se pouca diferença entre as injeções de ar comprimido. Em alguns instantes houve sobreposição e inversão das curvas, onde se esperava que a curva com pressão de injeção de 3 bar (300 kPa) obtivesse a maior pressão de admissão, com ganhos respectivos em torque e potência. É possível perceber, no entanto, o impacto positivo da injeção de ar comprimido sobre o tempo de resposta da turbina, contudo os dados coletados são insuficientes para se determinar qual a melhor pressão de injeção.

O ensaio ocorreu sob boa condição de estabilização da sala de testes, conforme pode ser observado na Figura 66 (Temperatura do Ar na Admissão do

Motor). A grande variação da temperatura (próximo a 20 °C) observada na curva sem injeção é decorrente de um erro operacional, provocado pela não utilização do sistema de circulação de ar dentro da sala de testes. A não utilização desse sistema faz com que a carga térmica gerada pelo funcionamento do motor afete a temperatura do ar dentro da sala de testes, que conseqüentemente reflete no resultado obtido na temperatura de entrada de ar do motor. As condições de estabilização do motor estão ilustradas na Figura 67 (Temperatura no Coletor de Admissão) e Figura 68 (Temperatura de Saída da Água).

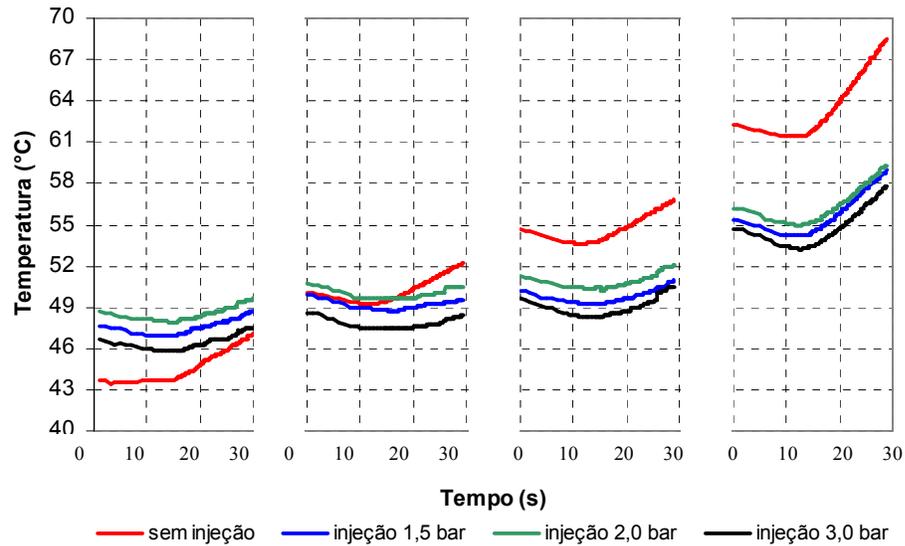
FIGURA 66 – TEMPERATURA DO AR NA ADMISSÃO DO MOTOR (ENSAIO 2)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

A variação observada na temperatura do coletor de admissão (Figura 67) ao final do ensaio (próximo de 10°C), durante a curva sem injeção de ar comprimido (“base line”), é decorrente do erro operacional citado anteriormente (aproximadamente 20 °C de diferença). Contudo, o comportamento da temperatura, assim como no ensaio com rotação e carga constantes, não se mostrou proporcional à pressão de injeção de ar comprimido. Por isso, seria necessária a coleta do valor da temperatura em diversos outros pontos para se avaliar corretamente o impacto das injeções de ar comprimido sobre a temperatura do ar no coletor de admissão. O ponto de medição desta temperatura pode ser observado na Figura 45.

FIGURA 67 – TEMPERATURA NO COLETOR DE ADMISSÃO (ENSAIO 2)

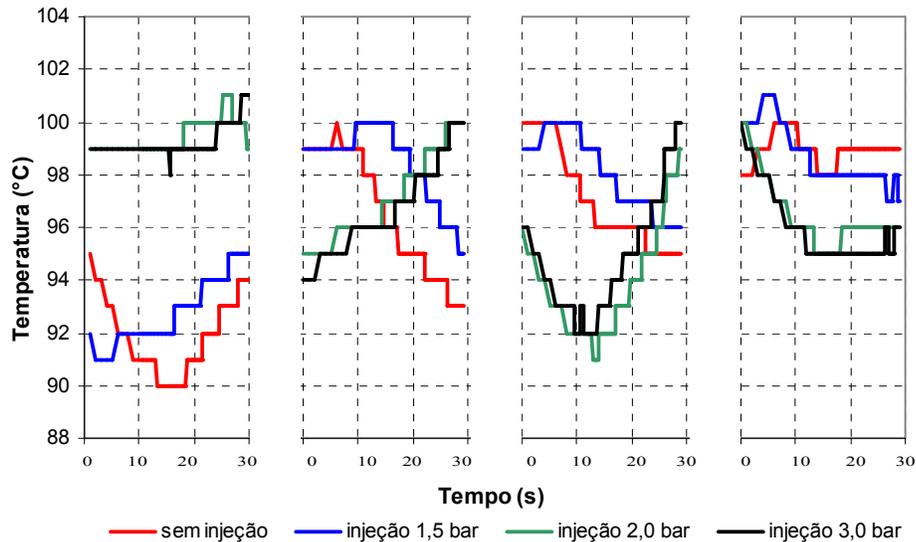


FONTE: OS AUTORES, 2006.

A temperatura da água, demonstrada na Figura 68, mostrou-se estável ao longo do ensaio (variação inferior a 10 °C), o que proporcionou um bom controle do sistema de injeção, evitando variações bruscas na quantidade de combustível injetada no motor. O controle desta temperatura foi realizado pelo radiador do veículo, adaptado para o funcionamento no banco de ensaio.

O ponto de medição desta temperatura pode ser observado na Figura 42.

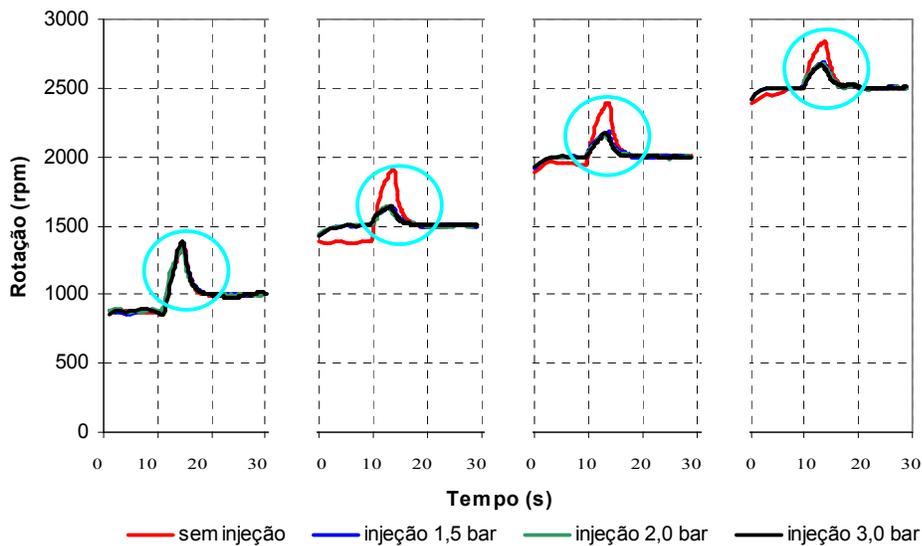
FIGURA 68 – TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA (ENSAIO 2)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

O gráfico da Figura 69 demonstra a rotação do motor ao longo do ensaio. Os picos em destaque nas rotações são oriundos da abertura da borboleta, que demanda um controle muito preciso do dinamômetro no momento do freio. Isto pode ser minimizado, exigindo porém, um grande trabalho de regulagem dentro dos softwares de controle do banco de ensaio.

FIGURA 69 – ROTAÇÃO DO MOTOR (ENSAIO 2)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

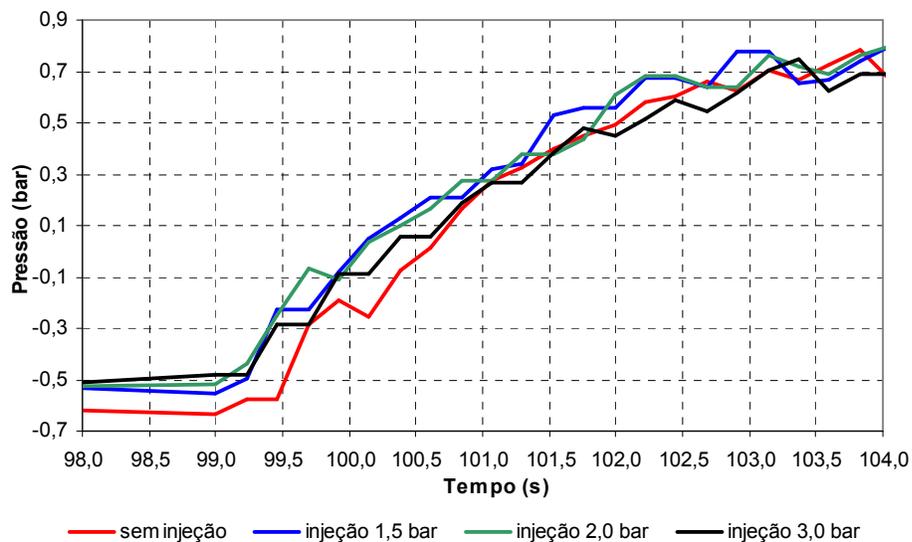
Para uma análise mais precisa, o gráfico de pressão de admissão, na Figura 70, mostra apenas o período de ensaio sobre a rotação de 2500 rpm, tendo em vista que é sobre esta rotação que se pode visualizar melhor o efeito da abertura da borboleta.

Observa-se que as pressões de injeção causam impacto positivo no tempo de resposta de enchimento da turbina, ou seja, para qualquer pressão de ar comprimido, o tempo de resposta de enchimento diminui.

A pressão do coletor aumenta de forma diretamente proporcional ao aumento da pressão de injeção de ar até o momento da abertura da borboleta (período próximo a 99 segundos). Quando ocorre a abertura da borboleta, o gráfico perde a proporcionalidade e as curvas apresentam um comportamento instável, ocorrendo sobreposições e até inversões das curvas em alguns momentos.

Esse fenômeno também pode ser visualizado nos gráficos de torque e potência.

FIGURA 70 – PRESSÃO DE ADMISSÃO (ENSAIO 2)



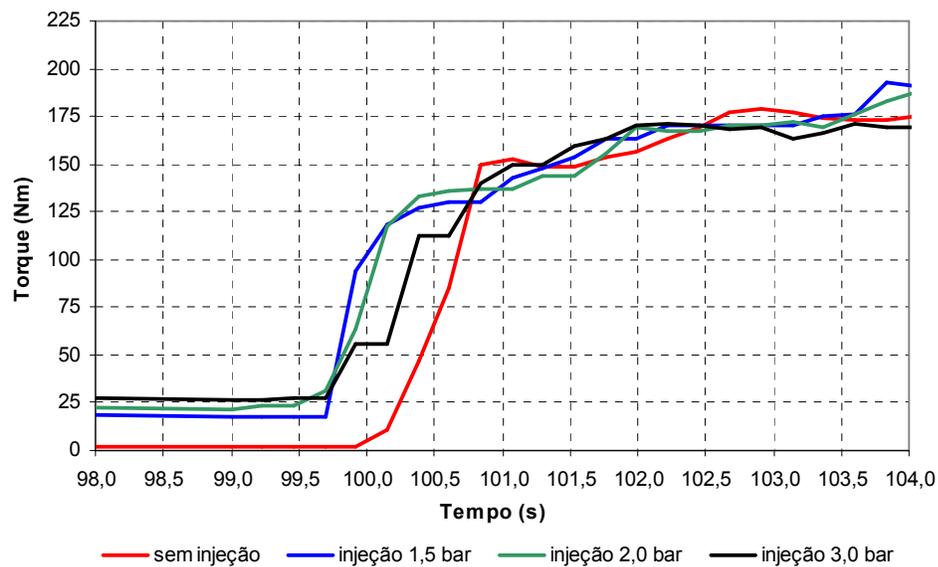
FONTE: OS AUTORES, 2006.

Nas curvas de torque e potência apresentadas na Figura 71 e Figura 72 respectivamente, nota-se uma variação da resposta destas variáveis em função do tempo. Assim como no gráfico de pressão no coletor, as pressões de injeção causam impacto positivo no tempo de resposta de enchimento da turbina, ou seja, para

qualquer pressão de ar comprimido, o tempo de resposta de enchimento diminui. Isto fica evidente quando comparamos a potência e o torque da curva de referência sem injeção (“base line”) com os valores das curvas com injeção de ar comprimido.

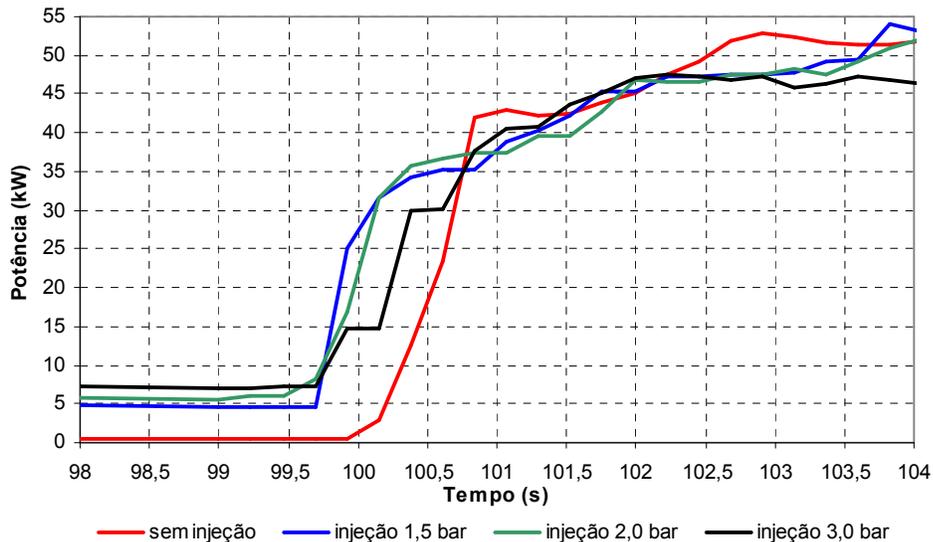
A potência e o torque aumentam de forma diretamente proporcional ao aumento da pressão de injeção de ar até o momento da abertura da borboleta (período próximo a 99 segundos). Quando ocorre a abertura da borboleta, o gráfico perde a proporcionalidade e as curvas apresentam um comportamento instável, ocorrendo sobreposições e até inversões das curvas em alguns momentos.

FIGURA 71 – TORQUE DO MOTOR (ENSAIO 2)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

FIGURA 72 – POTÊNCIA DO MOTOR (ENSAIO 2)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

8.1.3 Ensaio com Rotação Variável e Carga Variável

Este ensaio tem por objetivo verificar a influência da sobrealimentação paralela de ar comprimido sobre a performance do motor (potência e torque), com o mesmo trabalhando sob regime de funcionamento (rotação) e carga variáveis.

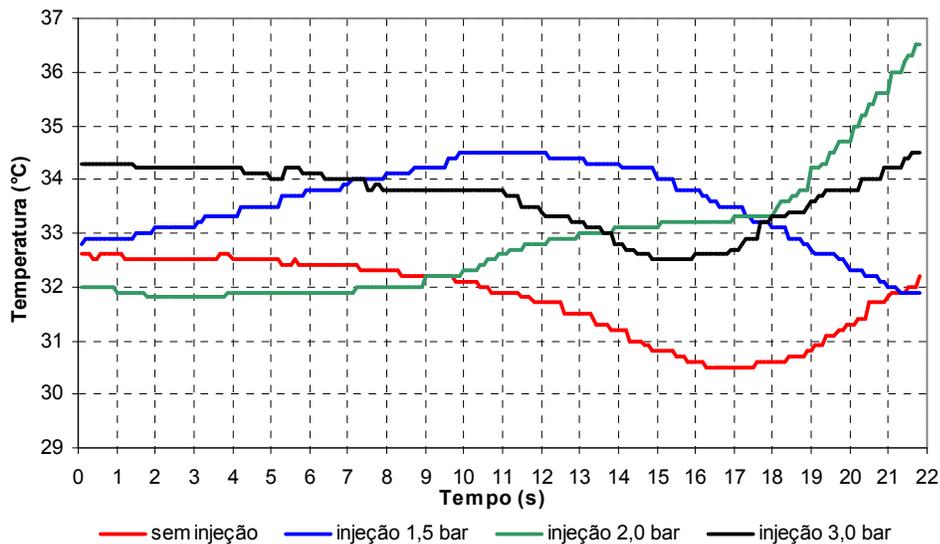
Ao contrário dos outros experimentos, este ensaio demonstra o efeito do “turbo lag” de forma real, variando simultaneamente a rotação e a carga do motor. Seu modo operacional está detalhadamente descrito na Seção 7.3 e demonstrado na Figura 58.

Para uma melhor caracterização da rampa de aceleração imposta ao motor e ao dinamômetro, os dados gráficos de Pressão do Coletor, Torque, Potência e PME (Pressão Média Efetiva) estão demonstrados não apenas em função do tempo, mas também em função da rotação.

A variação ao longo do ensaio, da temperatura de ar na admissão do motor, indicada na Figura 73 (Temperatura do Ar na Admissão do Motor), demonstra uma variação inferior a 5 °C. Esta pequena variação é considerada boa para a condição de estabilização da sala de testes. As demais condições de estabilização do motor estão

ilustradas na Figura 74 (Temperatura no Coletor de Admissão), Figura 75 (Temperatura de Saída da Água) e Figura 76 (Temperatura do Óleo).

FIGURA 73 – TEMPERATURA DO AR NA ADMISSÃO DO MOTOR (ENSAIO 3)

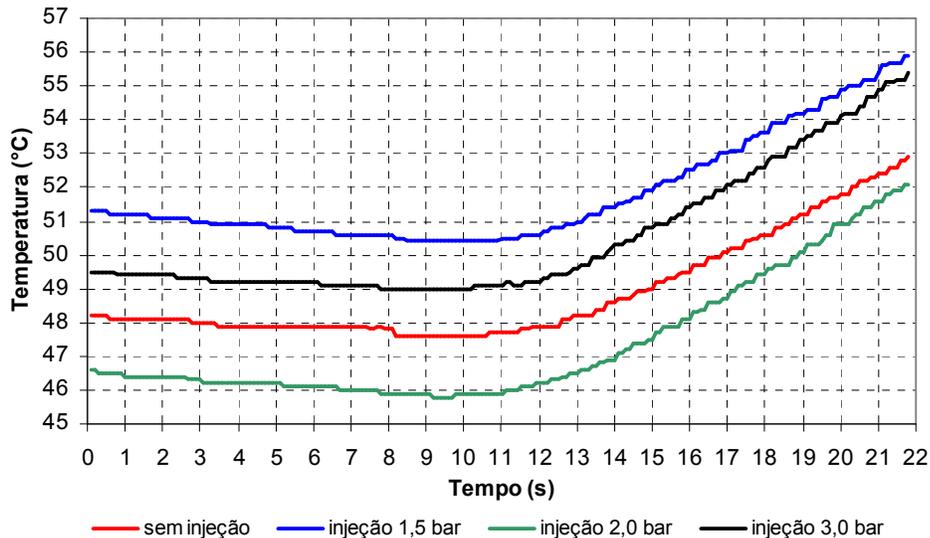


FONTE: OS AUTORES, 2006.

A temperatura no coletor de admissão (apresentada na Figura 74), entre as curvas com diferentes pressões de injeção, variou aproximadamente 5 °C, demonstrando uma ótima condição para o ensaio. Seu comportamento no entanto, assim como nos ensaios anteriores, não se mostrou proporcional a variação da pressão de injeção de ar comprimido. Para uma correta avaliação do impacto das diferentes pressões de injeção de ar comprimido sobre a temperatura do ar no coletor de admissão, seria necessária a coleta da temperatura em diversos outros pontos do motor.

O ponto de medição desta temperatura pode ser observado na Figura 45.

FIGURA 74 – TEMPERATURA NO COLETOR DE ADMISSÃO (ENSAIO 3)

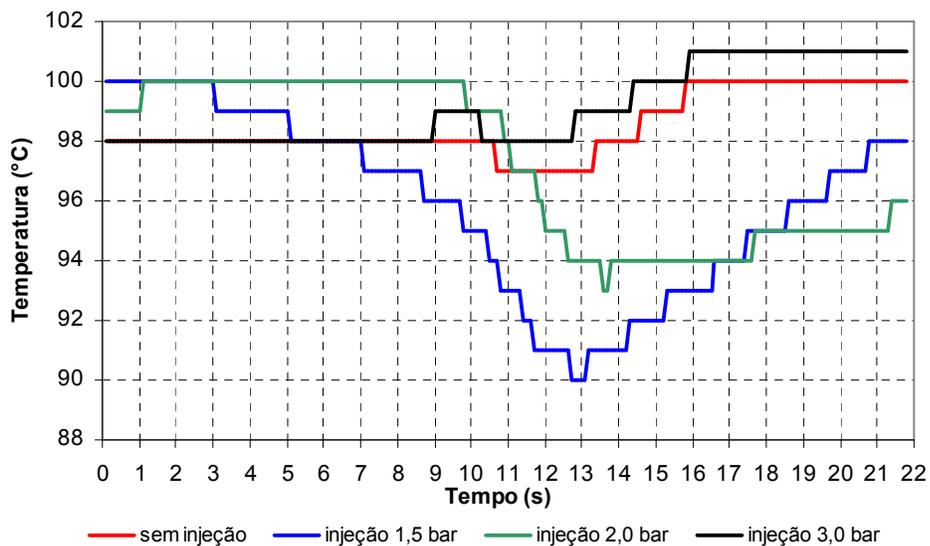


FONTE: OS AUTORES, 2006.

A temperatura da água (Figura 75) mostrou-se estável ao longo do ensaio, proporcionando um bom controle do sistema de injeção e evitando variações bruscas na quantidade de combustível injetada no motor. O controle desta temperatura foi realizado pelo radiador do veículo, adaptado para o funcionamento no banco de ensaio.

O ponto de medição desta temperatura pode ser observado na Figura 42.

FIGURA 75 – TEMPERATURA DE SAÍDA DA ÁGUA (ENSAIO 3)

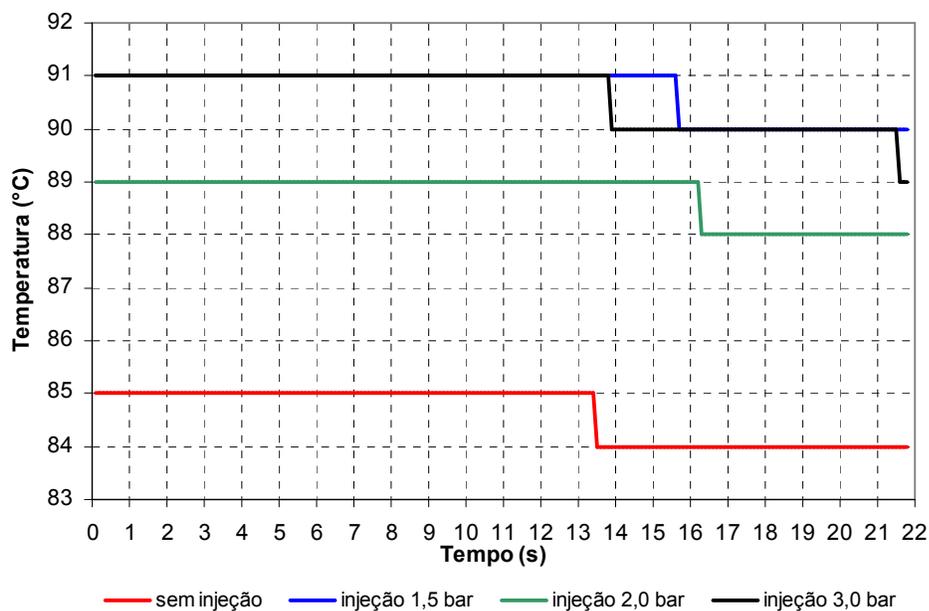


FONTE: OS AUTORES, 2006.

A temperatura de óleo mostrou-se estável ao longo do ensaio, apresentando valores muito próximos entre as injeções distintas de ar comprimido, proporcionando uma ótima condição de estabilização ao ensaio.

O ponto de medição da temperatura de óleo pode ser observado na Figura 44.

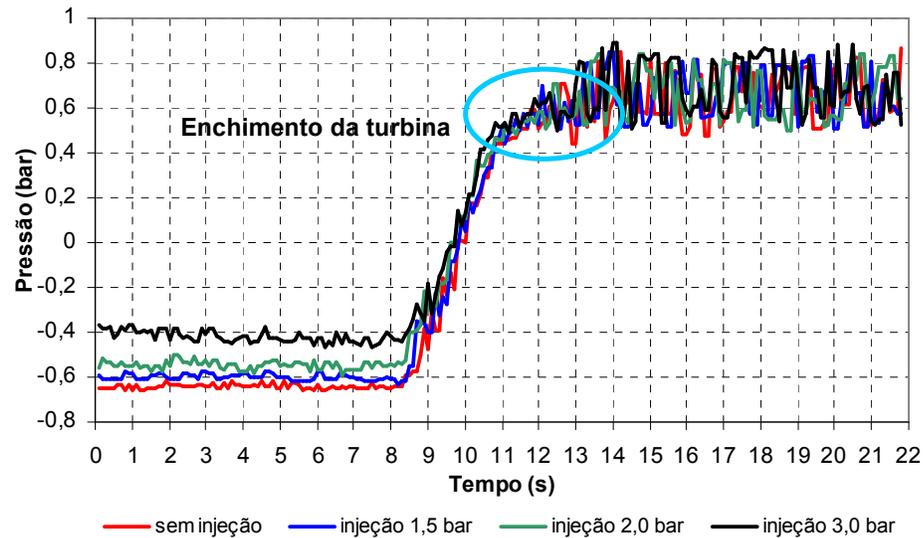
FIGURA 76 – TEMPERATURA DO ÓLEO (ENSAIO 3)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

Os dados iniciais da curva de pressão, conforme mostrado na Figura 77, representam a estabilização, em marcha lenta, para realizar a rampa de aceleração. Neste período é possível perceber a influência da injeção de ar comprimido, elevando a pressão de admissão, não proporcionalmente, mas gradualmente com o aumento da pressão de injeção.

FIGURA 77 – PRESSÃO DE ADMISSÃO (ENSAIO 3)



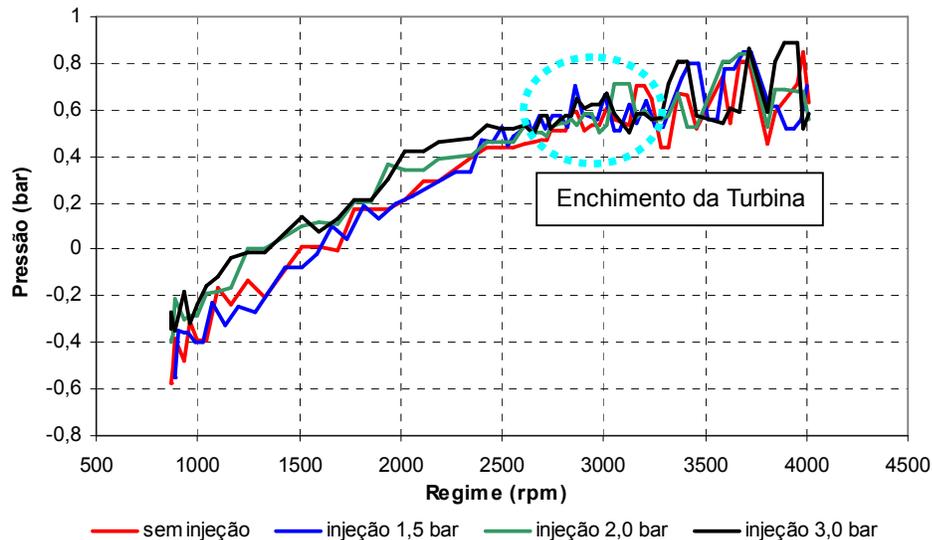
FONTE: OS AUTORES, 2006.

O valor de ganho de pressão, representado em função da rotação, pode ser visto na Figura 78.

Na Figura 79, a curva real foi ocultada e representada através de sua linha de tendência, utilizando polinômios de grau 6. Esta foi a forma mais linear encontrada para representar seus valores. Sobre esta curva linearizada, pode-se observar a elevação da pressão do coletor conforme se aumenta o valor da pressão de injeção de ar comprimido, com exceção do início da rampa na curva de 1,5 bar (150 kPa), onde observa-se uma pressão no coletor inferior à curva sem injeção de ar comprimido até aproximadamente 1700 rpm. Este aumento da pressão gera um efeito benéfico nos valores de potência e torque, demonstrados a seguir.

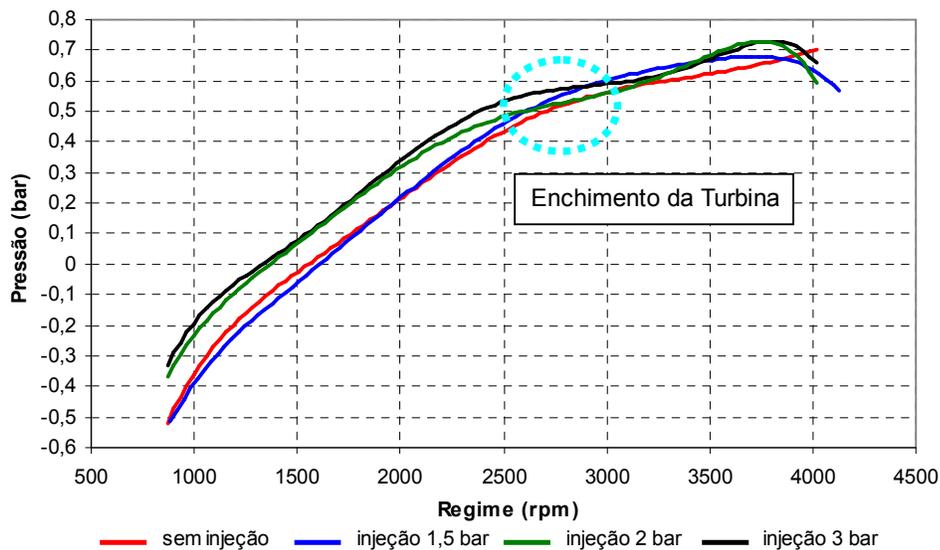
Em ambos os gráficos de Pressão de Admissão em função do regime, pode-se observar que, na região próxima a 2700 rpm, os valores começam a se interpolar, gerando inversões e sobreposições das curvas com injeção de ar comprimido. Este efeito se deve ao enchimento da turbina, que ocorre a aproximadamente 0,7 bar (70 kPa), conforme está descrito na Seção 6.1.

FIGURA 78 – PRESSÃO DE ADMISSÃO, FUNÇÃO DO REGIME (ENSAIO 3)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

FIGURA 79 – PRESSÃO DE ADMISSÃO, FUNÇÃO DO REGIME - POLINÔMIO (ENSAIO 3)



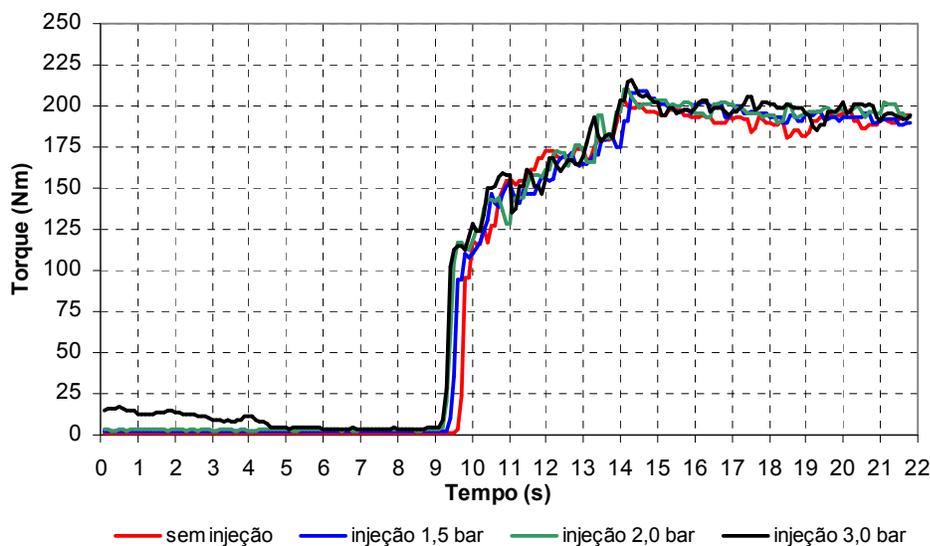
FONTE: OS AUTORES, 2006.

Os ganhos obtidos no torque e na potência ao longo do ensaio podem ser observados na Figura 80 e Figura 82. Os ganhos de torque e potência em função da rotação do motor podem ser observados na Figura 81 e Figura 83. Nestas figuras, assim como no gráfico de pressão no coletor, observa-se o ponto de enchimento da

turbina próximo a 2700 rpm, ponto onde as curvas com injeção paralela de ar comprimido descaracterizam-se, se sobrepondo ou interpolando-se em alguns momentos.

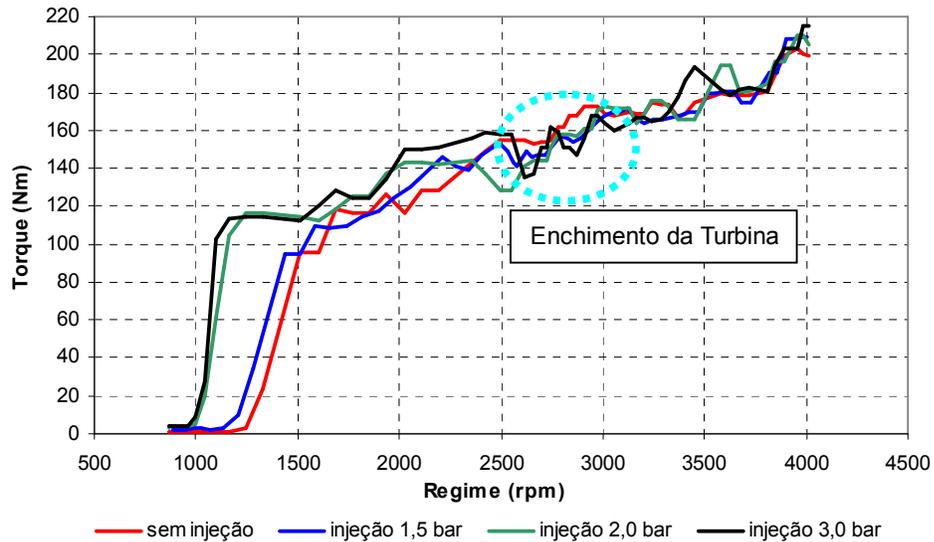
Um dado importante a ser ressaltado é o tempo de resposta obtido com as injeções de ar comprimido. Até o regime de 1500 rpm, existe um ganho em torno de 0,5 segundo no tempo (também observado no ensaio de rotação constante e carga variável). Além disso, entre os regimes de 1500 rpm e o enchimento da turbina (aproximadamente 2700 rpm), o valor de ganho em torque e potência são de aproximadamente 20 Nm e 6 kW respectivamente. Esses valores são muito significativos quando se imagina, por exemplo, a utilização deste sistema em um veículo de rua com preparação para uma prova de arrancada, que tem duração média de 11 segundos (tempo estimado para um motor desta cilindrada, sobre uma pista de 400 metros).

FIGURA 80 – TORQUE (ENSAIO 3)



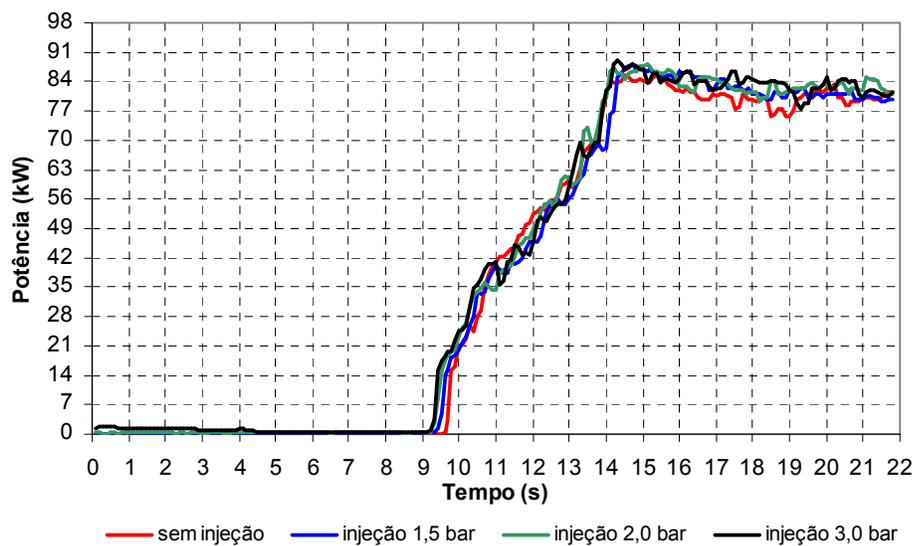
FONTE: OS AUTORES, 2006.

FIGURA 81 – TORQUE EM FUNÇÃO DO REGIME (ENSAIO 3)



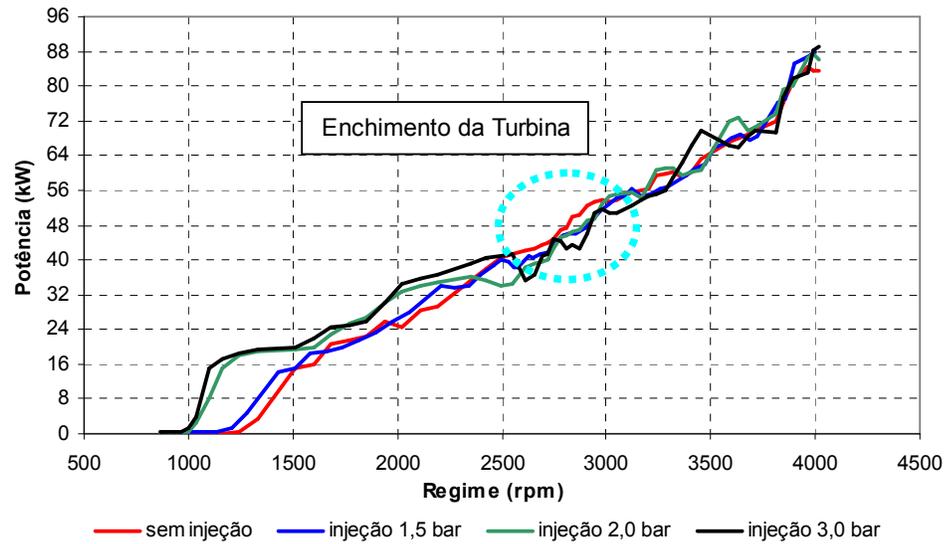
FONTE: OS AUTORES, 2006.

FIGURA 82 – POTÊNCIA (ENSAIO 3)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

FIGURA 83 – POTÊNCIA EM FUNÇÃO DO REGIME (ENSAIO 3)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

A Figura 84 mostra o gráfico da PME em função da rotação do motor. A PME é uma pressão fictícia, que determina a máxima pressão efetiva do motor em função de seus parâmetros geométricos. Ela está diretamente relacionada com o torque do motor, sendo obtido seu valor máximo na condição de torque máximo, que por consequência é o ponto de máximo rendimento do motor. Para obter este valor, foi utilizada a fórmula da PME para motores com 4 cilindros:

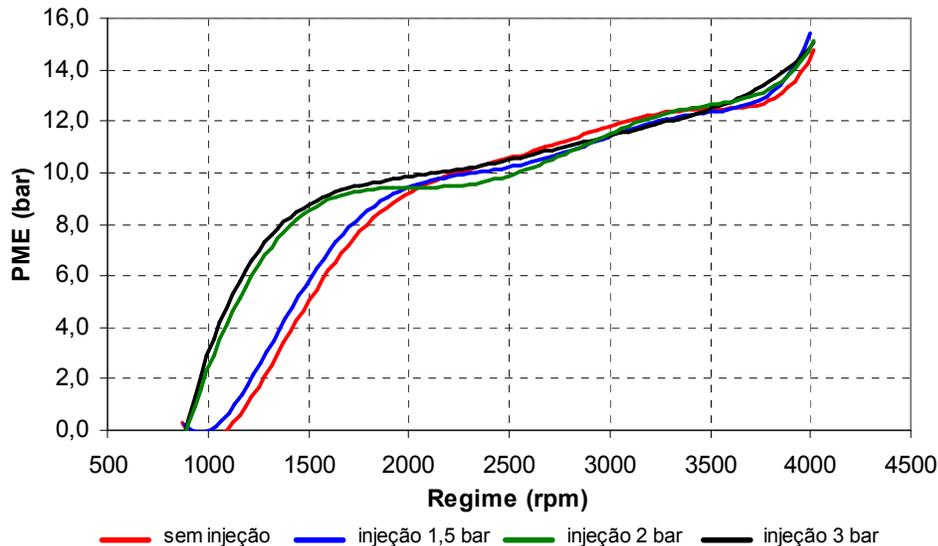
$$PME = 1200 \cdot \left(\frac{P}{V \cdot n} \right). \quad (7)$$

onde: P : Potência (kW);

V : Cilindrada (dm^3);

n : Rotação (rpm).

FIGURA 84 – PRESSÃO MÉDIA EFETIVA (ENSAIO 3)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

Assim como nos gráficos de potência e torque, a curva real da PME foi ocultada e representada através de sua linha de tendência, com polinômios de grau 6, sendo esta uma forma mais linear encontrada para representar seus valores.

De forma mais explícita do que nos gráficos demonstrados anteriormente, o momento de enchimento da turbina ocorre na região de 2700 rpm, ponto onde a injeção de ar comprimido afeta negativamente a PME, ou seja, prejudica o enchimento do motor. Uma hipótese para a explicação desse efeito a influência negativa da injeção de ar comprimido sobre o escoamento do ar dentro do coletor de admissão, no entanto, os dados coletados durante os ensaios são insuficientes para se confirmar esta afirmação.

Para finalizar, estão representados na Figura 85 os valores percentuais aproximados de ganho de potência em relação à “base line”. A curva de potência foi representada através de sua linha de tendência, utilizando polinômios de grau 6. Neste gráfico, pode ser visualizado claramente o elevado ganho proporcionado pela injeção do ar comprimido nas faixas de baixa rotação (entre 1000 e 1500 rpm).

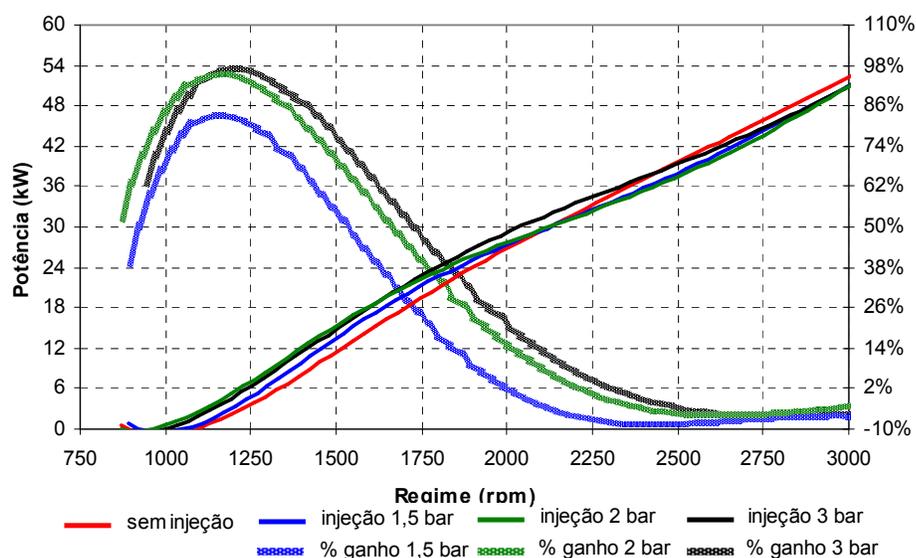
Comparando-se os valores encontrados com a “base line”, o ganho percentual aproximado para as diferentes pressões de injeção é de 83% para a injeção de 1,5 bar

(150 kPa), 96% para a injeção de 2,0 bar (200 kPa) e 98% para a injeção de 3,0 bar (300 kPa).

Comparando-se somente os valores encontrados nos ensaios com injeção paralela de ar comprimido, o ganho percentual aproximado em relação à curva com injeção de 1,5 bar (150 kPa) é de 13% para a injeção de 2,0 bar (200 kPa) e 15% para a injeção de 3 bar (300 kPa).

A pequena diferença apresentada entre as injeções de 2,0 (200 kPa) e 3,0 (300 kPa) é de difícil análise. Para se determinar o motivo de tal comportamento, uma coleta de dados mais ampla seria necessária, como consumo de combustível, valor de riqueza (sonda lambda), vazão de ar na admissão e temperaturas em pontos específicos do coletor de admissão e circuito de injeção de ar comprimido.

FIGURA 85 – GANHO PERCENTUAL DE POTÊNCIA (ENSAIO 3)



FONTE: OS AUTORES, 2006.

9 CONCLUSÃO

A busca de soluções alternativas para a obtenção de motores menos poluentes, mais econômicos e eficientes, tem sido a meta de pesquisadores e indústria automobilística em geral. Busca-se o aumento da potência sem o aumentar a capacidade volumétrica dos motores.

Dentro deste contexto, a utilização de sistemas paralelos de sobrealimentação, como turbocompressores, compressores volumétricos e injeção de óxido nítrico tem fundamental importância para este desenvolvimento.

Este trabalho buscou analisar o desempenho, funcionamento, viabilidade técnica e consequências da utilização de um sistema de sobrealimentação paralela de ar comprimido no sistema de admissão, visando amenizar ou eliminar o efeito “turbo lag”.

Foram elaborados ensaios que caracterizassem e reproduzissem em laboratório o comportamento do motor com e sem a injeção paralela de ar comprimido.

Nos ensaios onde o motor permaneceu trabalhando sob regime e carga constantes, foi possível observar um pequeno ganho de performance nas rotações mais baixas (entre 1000 e 1500 rpm). A partir desse ponto, as curvas de pressão de admissão, torque e potência apresentaram um comportamento instável, tornando difícil a sua análise sem uma coleta mais aprofundada de informações como consumo de combustível, valor de riqueza (sonda lambda), vazão de ar na admissão e temperaturas em pontos específicos do coletor de admissão e circuito de injeção de ar comprimido.

Nos ensaios onde o motor permaneceu trabalhando sob regime constante e carga variável, no início da estabilização (onde a carga é nula) foi possível observar o efeito benéfico das injeções de ar comprimido (independentemente da pressão utilizada) sobre a pressão de admissão, torque e potência. A partir do momento em que ocorreu a abertura da borboleta, no entanto, houve a descaracterização do ensaio, tornando novamente difícil a correta análise a partir dos dados coletados. Apesar disso, foi possível perceber o impacto positivo da injeção de ar comprimido sobre o tempo de

resposta de enchimento da turbina, ou seja, para qualquer pressão de ar comprimido, o tempo de resposta diminui.

Nos ensaios onde o motor trabalhou sob regime e carga variáveis foi possível visualizar ganho de performance do motor em regimes de baixa carga e baixa rotação. Similarmente ao ensaio com regime constante e carga variável, constatou-se também uma diminuição no tempo de resposta de enchimento da turbina de aproximadamente 0,5 segundo.

Em valores percentuais, foi observado um ganho de potência variando entre 83 e 98% nas faixas mais baixas de rotação (1000 e 1500 rpm), dependendo da pressão de injeção utilizada.

Sendo assim, ao longo da realização deste trabalho foi observado que a injeção de ar comprimido, em paralelo ao motor, proporciona um ganho de resposta da performance em regimes de baixa carga e baixa rotação, minimizando assim o efeito “turbo lag”.

Contudo, várias são as melhorias a serem realizadas sobre o sistema. No banco de ensaio seria conveniente a instalação de um sistema de consumo de combustível, um equipamento de leitura de oxigênio sobre os gases de escape (medição da riqueza do motor), a medição da vazão de ar na entrada do motor, um maior número de vias de medição de temperatura e pressão e um equipamento de medição da pressão de combustão.

Para o sistema de injeção paralela de ar comprimido, o aumento das pressões de funcionamento, a modificação do bocal de injeção, o acompanhamento da pressão de alimentação junto às aquisições do banco e um controle automático de abertura da válvula em função da rotação do motor e da pressão no coletor de admissão.

Para o motor, a utilização de um sistema paralelo de alimentação de combustível (conhecido como bico de alimentação suplementar), pois chegará um momento onde não será possível obter ganho de performance sem que haja uma compensação da injeção de combustível. Alternativamente poderia ser feito o remapeamento do “chip de injeção”, localizado no módulo de controle de injeção do motor. Com isso, seria possível também obter os valores de rendimento volumétrico

(enchimento motor), potência de atrito (Retas de Williams), consumo específico, entre outros.

Outro aspecto a ser estudado diz respeito à adaptação e estudo de viabilidade deste sistema em veículos de rua.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANSWER.COM. **Turbocharger**. Disponível em:

<<http://www.answers.com/topic/turbocharger>> Acesso em: 01 abr. 2006.

API COM. **A Tecnologia nos Sistemas de Testes**. São Paulo: API COM do Brasil Equipamentos para Indústria Automotiva Ltda., 2002.

BB AUTOMAÇÃO. **Sensor de rotação do virabrequim**. Disponível em:

<http://www.bbautomacao.com/portuguese/Pesquisa_Desenvolvimento.htm> Acesso em 08 set. 2006.

BORGWARNER TURBO SYSTEMS. **Design and Function of a Turbocharger**.

Disponível em: <http://www.turbo driven.com/en/turbofacts/design_control.asp>

Acesso em 23 mai. 2006.

BOSCH. **Manual de Tecnologia Automotiva**. Tradução: H. Madjderey, G. W.

Prokesch, E. J. Zerbini e S. Pfeferman. 25. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

Tradução de: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch.

CDTM AUTOMOTIVE. **Sonda Lambda**. Disponível em:

<http://www.cdtm.com.br/artigostecnicos_v.asp?Contador=46> Acesso em: 05 ago. 2006.

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DO PARANÁ. Curso Técnico de Mecânica. **Máquinas e Aparelhos Mecânicos**. Curitiba: Divisão de Recursos Didáticos do CEFET-PR, 1995.

CIULLA, V. T. **Turbo Lag**. Disponível em:

<<http://autorepair.about.com/library/glossary/bldef-389.htm>> Acesso em: 05 mar. 2006.

EATON AUTOMOTIVE. **Superchargers**: Michigan, Marshal, 2005. 1 CD.

EATON AUTOMOTIVE. **The Eaton Supercharger**. Disponível em:

<http://www.automotive.eaton.com/product/engine_controls/superchargers/superchargers.asp> Acesso em: Acesso em: 21 out. 2005.

EATON. **Eaton Supercharger-Turbocharger Increases Fuel Efficiency on 2006 Volkswagen Golf GT**. Disponível em:

<<http://www.automotive.eaton.com/about/pressrel/091405.html>> Acesso em: 05 mar. 2006.

ENVENENADO. **Turbo Compressores**. Disponível em:
<<http://www.envenenado.com.br/howwork/turbo/turbo.html>> Acesso em: 05 mar. 2006.

ALLEXPARTS. **Lag**. Disponível em:
<<http://experts.about.com/e/t/tu/Turbocharger.htm>> Acesso em: 05 mar. 2006.

FAHRZEUG-DIAGNOSE MIT OBD-2. **Sensoren**. Disponível em: <http://www.obd-2.de/tech_sens.html> Acesso em 05 ago. 2006.

FERGUSON, C. R.; KIRKPATRICK, A. T. **Internal Combustion Engines**. 2. ed. New York: J. Wiley & Sons, Inc. 2001.

GARRET. **Turboalimentador**. Disponível em:
<http://www.garrett.com.br/sistemas/content/sobre_empresa/tecnologia.asp#9>
Acesso em 23 mai. 2006.

GE SENSING. **OEM Customised Pressure Sensor Product Guide**. Disponível em:
<http://www.gesensing.com/products/pdcr_pmp_1000_datasheet.htm?bc=bc_drucks>
Acesso em: 12 out. 2006.

HEISLER, H. **Advanced engine technology**. 2. ed. Great Britain: SAE. 2002.

HOLSET TURBOCHARGERS. **Products and Technology**. Disponível em:
<<http://www.holset.co.uk/files/>> Acesso em: 01 abr. 2006.

HOWSTUFFWORKS. **What is the difference between a turbocharger and a supercharger on a car's engine?**. Disponível em:
<<http://auto.howstuffworks.com/question122.htm>> Acesso em: Acesso em: 04 nov. 2005.

MAYER, M. **Turbochargers - Effective use of exhaust gas energy**. Tradução: D. Braemert. 1. ed. Frankenthal: Aktiengesellschaft, 1996. Tradução de: Abgasturbolader.

MECANICA VIRTUAL. **Motores Sobrealimentados**. Disponível em:
<<http://mecanicavirtual.iespana.es/turbovtg.htm>> Acesso em: 01 abr. 2006.

MINIPA. **Instrumentos de Medição**. Disponível em: <<http://www.minipa.com.br/>>
Acesso em: 25 set. 2004.

MITSUMANIA. **Como os turbos funcionam**. Disponível em:
<<http://mitsumania.com/tecnicos/turbo.php>> Acesso em: 09 abr. 2006.

OFICINA E CIA. **Sensor de detonação**. Disponível em:

<<http://www.oficinaecia.com.br/bibliadocarro/biblia.asp?status=visualizar&cod=38>>
Acesso em: 29 ago. 2006.

OLIVA, D. **O impacto do uso de combustíveis adulterados sobre o desempenho de motores a gasolina**. Curitiba, 2005. 155 f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Setor de Ciências Exatas e Tecnológicas, Centro Universitário Positivo.

PLINT, M.; MARTYR, A. J. **Engine Testing. Theory and Practice**. 2. ed. Great Britain: SAE International. 1999.

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO RIO DE JANEIRO. **Alguns Ciclos Termodinâmicos**. Disponível em: <<http://www.mec.puc-rio.br/~wbraga/fentran/termo/ciclos.htm>> Acesso em: 18 mar. 2006.

PORSCHE. **Cem anos do turbo**. Disponível em:
<<http://www.porsche.com.br/index.php?option=content&task=view&id=1375&Itemid=857>> Acesso em: 13 mai. 2006.

ROLLINS, J. **Manual de Ar Comprimido e Gases**. 1. ed. São Paulo: Grupo Pearson Education, 2004.

RONCONI, L. D. F. **Aspectos Básicos na Implementação de Sistemas de Ensaio de Motores a Combustão**. Florianópolis, 1986. 144 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina.

SIVA ONLINE. **Novos motores TSI da Volkswagen**. Disponível em:
<<http://www.sivaonline.pt/Cultures/pt-PT/News/2005/NovosTSIVolkswagen.htm>>
Acesso em: 08 nov. 2005.

SIVA ONLINE. **Volkswagen Golf GT 1.4 TSI 170 cv**. Disponível em:
<http://www.sivaonline.pt/Cultures/pt-PT/News/2005/08Mar06VwGolfGT1_4TSI170cv.htm> Acesso em: 10 mar. 2006.

S&S AUTOMOTIVE AND FLEET SERVICES, INC. **Roots Type Supercharger**. Disponível em: <<http://www.coloradocobras.com/whipple/superchargers/roots-superchargers.html>> Acesso em 23 mai. 2006.

STONE, R. **Introduction to Internal Combustion Engines**. 3. ed. Warrendale (Pennsylvania): SAE International, 1999.

TAYLOR, C. F. **Análise dos Motores de Combustão Interna**: Volume 1. São Paulo: Edgard Blücher Ltda., 1894.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL. **Motor Otto – O Resgate de uma Era**. Disponível em: <<http://www.mecanica.ufrgs.br/mmotor/otto.htm>> Acesso em: 18 mar. 2006.

VAN WYLEN, G. J.; BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da Termodinâmica**. 5. ed. São Paulo: Edgard Blücher Ltda. 1998.

WICKPÉDIA. **Ciclo de Otto**. Disponível em: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Ciclo_de_Otto> Acesso em: 18 mar. 2006.

WICKPÉDIA. **Mass flow sensor**. Disponível em: <http://en.wikipedia.org/wiki/Mass_flow_sensor> Acesso em: 08 set. 2006.

WICKPÉDIA. **Nitro**. Disponível em: <http://pt.wikipedia.org/wiki/Nitro#Esquema_de_instala.C3.A7.C3.A3o_de_Nitro> Acesso em: 08 nov. 2005.

WICKPÉDIA. **Supercharger**. Disponível em: <<http://en.wikipedia.org/wiki/Supercharger>> Acesso em: 25 mai. 2006.

WISEGEEK. **What is a Supercharger?** Disponível em: <<http://www.wisegeek.com/what-is-a-supercharger.htm>> Acesso em 23 mai. 2006.

WORLD PAC. **Product Catalogue**. Disponível em: <<http://www.worldpac.com/products.html>> Acesso em 23 mai. 2006.

DOCUMENTOS CONSULTADOS

AUDI WORLD SITE. **Audi Glossary**. Disponível em:
<<http://www.audi.com/audi/com/en1/glossary/Turbocharger.html>> Acesso em: 01 abr. 2006.

AUTO HI-FI CLUB CZ. **Audi A3**. Disponível em:
<<http://www.ahc.cz/audiclub/model.php?id=a3>> Acesso em: 01 abr. 2006.

AUTOPÉDIA. **Pressão de sobrealimentação**. Disponível em:
<http://www.xl.pt/autopedia/motores/pressao_sobrealim.shtml> Acesso em: 08 nov. 2005.

AUTOPÉDIA. **Sobrealimentação**. Disponível em:
<http://www.xl.pt/autopedia/motores/sobrealimentacao_main.shtml> Acesso em: 18 mar. 2006.

BEST CARS WEB SITE. **Motor diesel: histórico, torque e potência**. Disponível em: <<http://www2.uol.com.br/bestcars/ct/diesel.htm>> Acesso em: 18 mar. 2006.

CORVETTE CLUB OF HUNGARY. **The Nitro**. Disponível em:
<<http://www.vette.hu/powerhouse/nitrosystem/indexeng.html>> Acesso em: 06 mai. 2006.

GE SENSING. **Instrument & Sensing Technologies**. Disponível em:
<<http://www.gesensing.com/PO/>> Acesso em: 07 mai. 2006.

ICEMAN. **Steam Anti Turbo-Lag System**. Disponível em:
<http://www.halfbakery.com/idea/Steam_20Anti_20Turbo-Lag_20System> Acesso em: 05 mar. 2006.

INOVAÇÃO TECNOLÓGICA. **Carro híbrido gasolina/ar comprimido**. Disponível em: <<http://www.inovacaotecnologica.com.br/noticias/noticia.php?artigo=010170031024>> Acesso em: 28 mai. 2006.

INTEGRATED PUBLISHING. **Actual Combustion Cycles**. Disponível em:
<<http://tpub.com/engine3/en3-15.htm>> Acesso em: 30 mar. 2006.

MAGESTIC TURBO. **Frequently Asked Questions**. Disponível em:
<<http://www.majesticturbo.com/questions.html#anchor12>> Acesso em: 05 mar. 2006.

MITSUBISHI MOTORS. **World-first 1.8-l GDI Turbo**. Disponível em:
<<http://media.mitsubishi-motors.com/pressrelease/e/products/detail446.html>> Acesso em: 28 mai. 2006.

MSPC. **Ar comprimido I - Introdução e outras informações.** Disponível em:
<http://www.mspc.eng.br/ndx_fldetc.asp> Acesso em: 28 mai. 2006.

MY SPACE. **Termodinâmica IIIB (ciclos).** Disponível em:
<<http://myspace.eng.br/fis/termod/termod3B.asp>> Acesso em: 18 mar. 2006.

NITRO SUPPLY. **Tuning Technical Information from NOS.** Disponível em:
<<http://www.nitroussupply.com/tuning.php>> Acesso em: 28 mai. 2006.

PELIZZA G. **Análise de Veículos Convertidos para o uso de Combustível Gás Natural.** Porto Alegre, 2003. 139 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Disponível em: <<http://www.biblioteca.ufrgs.br/bibliotecadigital/2003-1/tese-eng-0369694.pdf>> Acesso em: 28 mai. 2006.

QUATRO RODAS. São Paulo: Novembro, v. 545, 2005. 134 p.

RSPORTCARS. **Turbo Chargers & Nitrous Oxide Systems.** Disponível em:
<<http://www.rsportcars.com/eng/tuning/chargers.asp>> Acesso em: 28 mai. 2006.

SUPERTWOSTROKE. **Two-Stroke Design Ready for the Future.** Disponível em:
<http://www.supertwostroke.com/_mgxroot/page_10759.html> Acesso em: 21 out. 2005.

THE UNIVERSITY OF MANCHESTER. **Example: The Otto cycle.** Disponível em:
<http://theory.ph.man.ac.uk/~judith/stat_therm/node16.html> Acesso em: 18 mar. 2006.

TUNING LINX. **Nitrous Oxide Tuning.** Disponível em:
<<http://www.tuninglinx.com/html/nitrous-oxide-tuning-1.html>> Acesso em: 28 mai. 2006.

TUNING LINX. **Wet System.** Disponível em:
<<http://www.tuninglinx.com/html/nitrous-oxide-tuning-3.html>> Acesso em: 28 mai. 2006.

TUNING ONLINE. **Técnica - Turbo.** Disponível em:
<<http://www.tuning.online.pt/tuningonline/tecnica/motor.php>> Acesso em: 18 mar. 2006.

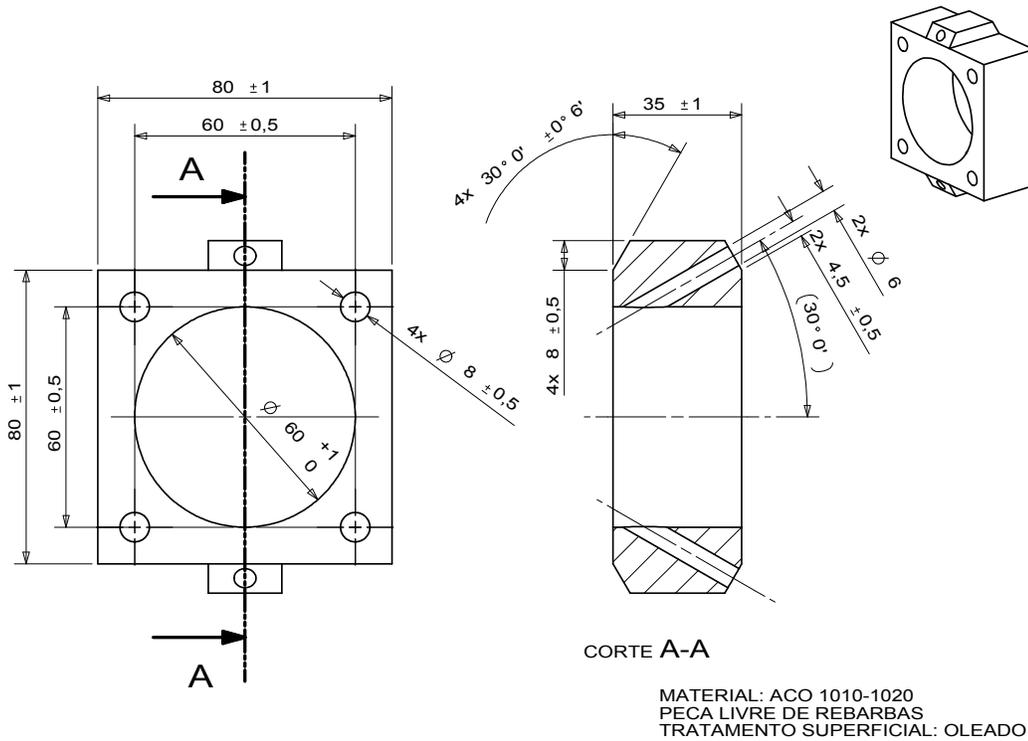
TURBOCHARGERSNZ LTD. **About Turbochargers.** Disponível em:
<http://www.turbochargersnz.com/about_turbochargers.html> Acesso em: Acesso em: 04 nov. 2005.

TWIN CHARGER'S PAGE. **Engine**. Disponível em:
<<http://www.geocities.com/MotorCity/Lane/1231/enginepg1.html>> Acesso em:
Acesso em: 04 nov. 2005.

XPEEDCLUB. **Estimando ganhos de Potências usando turbo**. Disponível em:
<<http://www.xpeedclub.com.br/site/xtechlib.php?view=11488>> Acesso em: 08 nov.
2005.

ZEX PERFORMANCE PRODUCTS. **Product Information**. Disponível em:
<<http://www.zex.com/>> Acesso em: 28 mai. 2006.

APÊNDICE 1 – ADAPTADOR DE INJEÇÃO



APÊNDICE 2 - MANIPULAÇÃO DO BANCO DE ENSAIOS

A utilização do banco de ensaios requer muito cuidado e atenção. A seguir são descritos os principais cuidados a serem tomados antes, durante e após a sua utilização, seqüência de operação e desativação.

1. PRECAUÇÕES E VERIFICAÇÕES INICIAIS

Antes do início de cada ensaio, é importante que os itens a seguir sejam verificados e reparados se necessário:

- Mangueiras de alimentação de combustível quanto a trincas, rachaduras e vazamentos;
- Nível do tanque de combustível não deve exceder 5 litros;
- Estado do filtro de combustível (verificar intervalo de troca);
- Nível e estado do óleo do cárter;
- Estado do filtro de óleo (verificar intervalo de troca);
- Nível e estado do fluido de arrefecimento;
- Estado das velas,
- Suporte de fixação do motor;
- Acoplamento quanto à existência de trincas ou danos na junta elástica.

2. ACIONAMENTO DO BANCO DE ENSAIOS

Depois de concluída a verificação de todos os equipamentos mencionados anteriormente no item 1, o acionamento do banco de ensaios deve respeitar a seqüência lógica a seguir:

- 1) Acionar a bomba de arrefecimento do dinamômetro.

FIGURA 86 – INTERRUPTORES DA BOMBA DE ARREFECIMENTO



FONTE: OS AUTORES, 2006.

- 2) Verificar se a pressão indicada no manômetro (localizado na câmara de testes) encontra-se próxima de 2 PSI (13,79 kPa), conforme ilustrado na Figura 87.

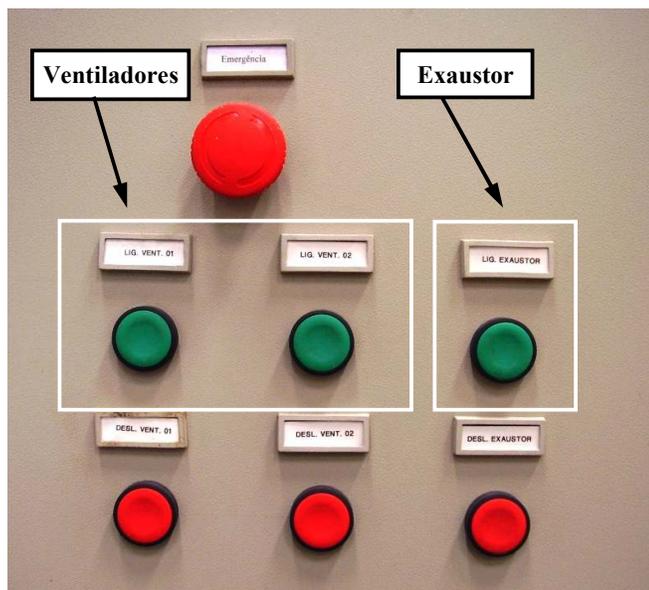
FIGURA 87 – MANÔMETRO DA BOMBA DE ARREFECIMENTO



FONTE: OS AUTORES, 2006.

- 3) Acionar o sistema de ventilação e exaustão da câmara de testes.

FIGURA 88 – INTERRUPTORES DA BOMBA DE ARREFECIMENTO



FONTE: OS AUTORES, 2006.

- 4) Ligar o painel banco de provas (chave localizada na parte traseira do equipamento). Colocar a chave na posição 1.

FIGURA 89 – CHAVE GERAL



FONTE: OS AUTORES, 2006.

- 5) Acionar a bomba de combustível e ajustar a pressão para um valor de aproximadamente 3 bar (300 kPa).

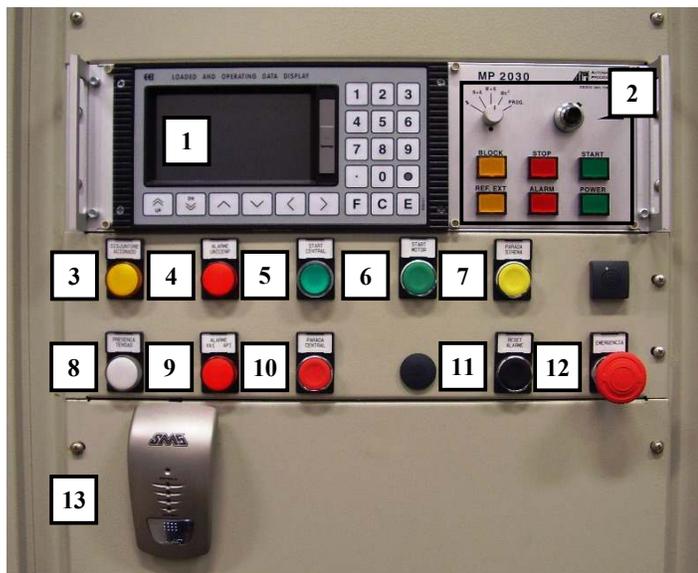
FIGURA 90 – BOMBA DE COMBUSTÍVEL



FONTE: OS AUTORES, 2006.

- 6) Acionar o sistema de alimentação auxiliar.

FIGURA 91 – PAINEL DE CONTROLE PRINCIPAL



1. Painel do banco de ensaios
2. Interruptores do painel do banco de ensaios
3. Disjuntor acionado
4. Alarme UnicenP
5. Start Central
6. Start Motor
7. Parada Sirena
8. Presença Tensão
9. Alarme VA1 API
10. Parada Central
11. Reset Alarm
12. Emergência
13. Sistema de alimentação auxiliar

FONTE: OS AUTORES, 2006.

- 7) Ligar o computador do painel de controle, localizado no gabinete superior.

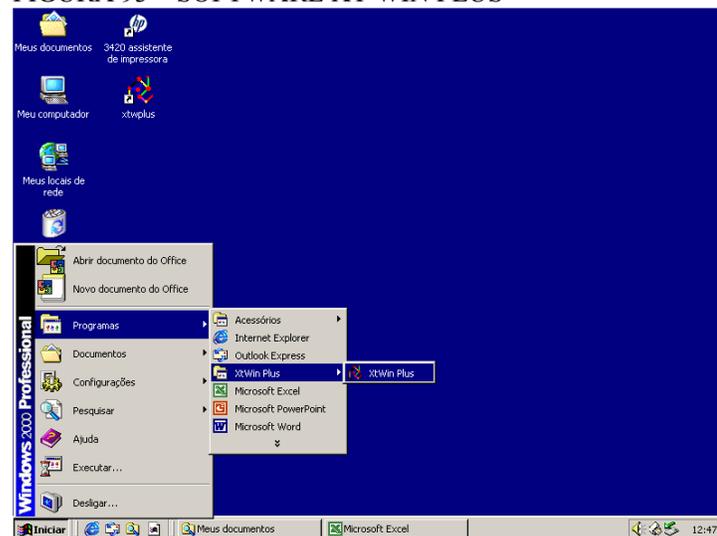
FIGURA 92 – COMPUTADOR DO PAINEL DE CONTROLE



FONTE: OS AUTORES, 2006.

- 8) Ligar o computador de aquisição de sinais. Ao finalizar o carregamento de seu sistema operacional, executar o software XTWin Plus.

FIGURA 93 – SOFTWARE XT WIN PLUS



FONTE: OS AUTORES, 2006.

- 9) Acionar o painel do banco de ensaios (Tecla “Power”).

FIGURA 94 – INTERRUPTORES DO PAINEL DO BANCO DE ENSAIOS



FONTE: OS AUTORES, 2006.

Observação: Caso ocorra algum alarme, acionar a tecla “Parada Sirena” e identificar a origem do mesmo. Apagar o alarme acionando a tecla “Reset Alarm”. Se persistir a incidência do alarme, indicado no canto inferior esquerdo do display, interromper o ensaio até que o problema seja solucionado.

- 10) Acionar a tecla “Ref. Ext” (ver Figura 94). Esta tecla apaga-se automaticamente durante a execução do ensaio e volta a acender, também automaticamente, ao final do mesmo.
- 11) Acionar a tecla “Start Central” (ver Figura 91).
- 12) Dar a partida no motor, por meio da chave de ignição, e deixá-lo aquecendo durante aproximadamente 10 minutos antes de submetê-lo a um valor de aceleração.

3. DESATIVAÇÃO DO BANCO DE ENSAIOS

Depois de concluído o ensaio, a desativação do banco de ensaios deve respeitar a ordem descrita a seguir:

- 1) Desligar o motor por meio da chave de ignição.
- 2) Desligar a bomba de combustível. Baixar a pressão do sistema e remover o combustível do reservatório.
- 3) Fechar o software XTWin Plus.
- 4) Desligar o computador de aquisição de sinais.
- 5) Desligar o painel do banco de ensaios.
- 6) Desligar o sistema de alimentação auxiliar.
- 7) Desligar o painel banco de provas (chave localizada na parte traseira do equipamento).
- 8) Desligar o sistema de ventilação e exaustão da câmara de testes.
- 9) Desligar a bomba de arrefecimento do dinamômetro.

APÊNDICE 3 – CONFIGURAÇÃO DO SENSOR NO BANCO DE ENSAIOS

Depois de realizada a instalação do novo sensor, é necessário reconfigurar o software (XTWin Plus) do banco de ensaios, para que o mesmo entenda as informações enviadas pelo sensor.

a) Equipamentos de medição necessários:

- Medidor de pressão portátil, ver Anexo 6;
- Regulador P3A-RA11BGN, ver Anexo 2.

O medidor de pressão portátil utilizado foi calibrado pelo procedimento descrito em seu manual de instruções, utilizando um Calibrador de Pressão Digital (manuvacuômetro), modelo DPI 610, da marca Druck (recomendado no manual). Para informações mais detalhadas sobre o Calibrador de Pressão, ver Anexo 7.

O manuvacuômetro é um equipamento capaz de gerar pressão externa (ou vácuo). Possui certificado de calibração (número P-1313/06) emitido pelo Laboratório Naka, o qual possui rastreabilidade de calibração com a Rede Brasileira de Calibração.

Após a calibração, o medidor portátil apresentou um erro de medição de 1 mbar (0,1 kPa) em toda a faixa de operação (calibrado entre 0 e 3 bar, devido aos valores de configuração do sensor).

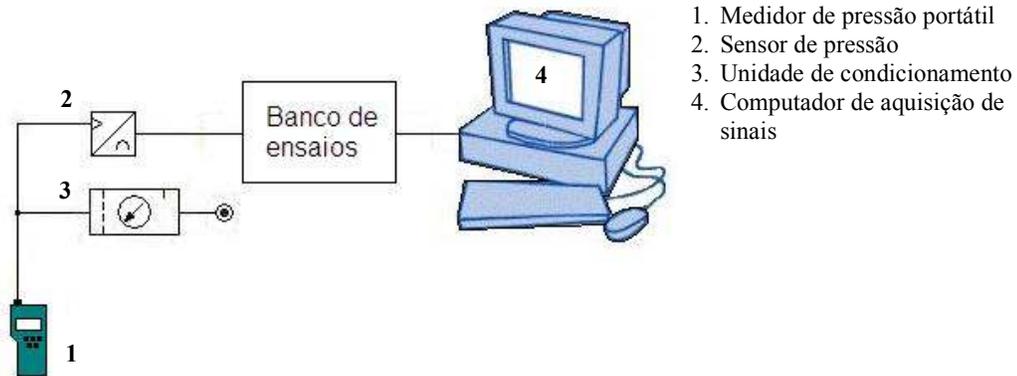
b) Materiais utilizados:

- Tubo de Poliuretano, Ø 6x1 mm;
- Nípel T, Tubo 6 mm.

c) Metodologia de ensaio:

1. Estando o sensor montado no banco de ensaios, instalar o medidor de pressão portátil entre o regulador de pressão (lubrefil) e o sensor, conforme Figura 95.

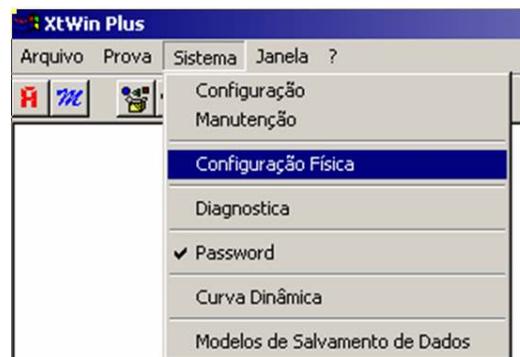
FIGURA 95 – CONFIGURAÇÃO DO SENSOR



FONTE: OS AUTORES, 2006.

2. Inicializar o software de aquisição de sinais (XTWin Plus) do banco de ensaios pelo atalho na área de trabalho do computador (ou pelo endereço: Iniciar/Programas/XTWin Plus/XTWin Plus).
3. Uma vez iniciado o software, selecionar a função “Configuração Física” dentro do menu “Sistema”. Em seguida, a janela “Configuração do Hardware” será ativada.

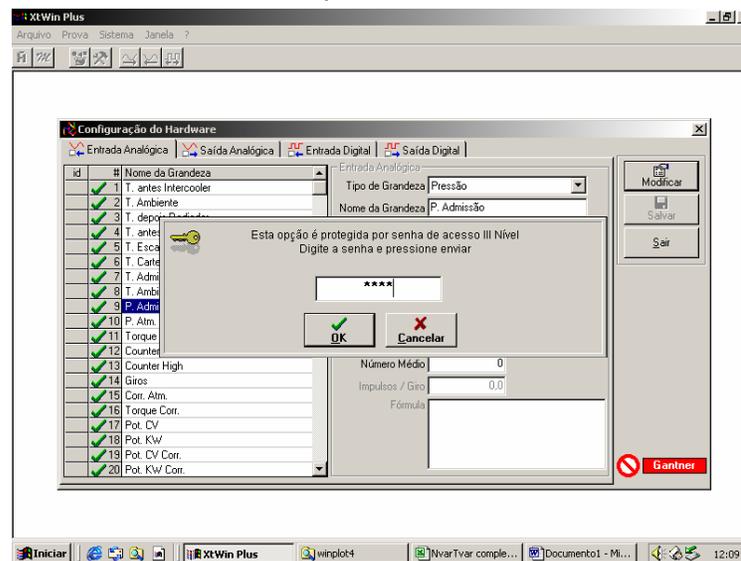
FIGURA 96 – CONFIGURAÇÃO FÍSICA



FONTE: OS AUTORES, 2006.

4. Dentro da janela “Configuração do Hardware”, são apresentados todos os parâmetros mensurados pelo banco de ensaios. Para iniciar a configuração do sensor, selecionar o nome do sensor (nesse caso, “P.Admissão”), clicar sobre o botão “Modificar” e inserir a senha de acesso (1234).

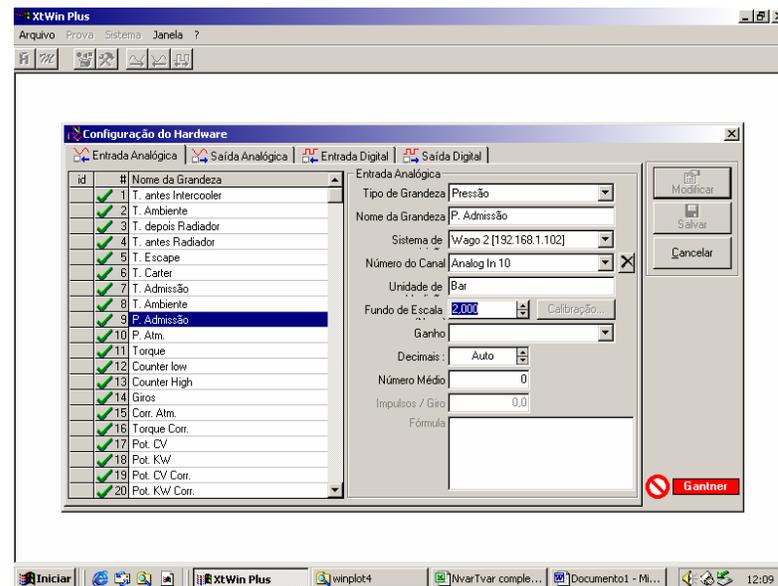
FIGURA 97 – CONFIGURAÇÃO DO HARDWARE



FONTE: OS AUTORES, 2006.

5. Dentro do campo “Fundo de Escala”, digitar o valor de fundo de escala do novo sensor de pressão, isto é, 2 bar (200 kPa). Em seguida, salvar as alterações clicando-se sobre o botão “Salvar” e inserir a senha de acesso (1234).

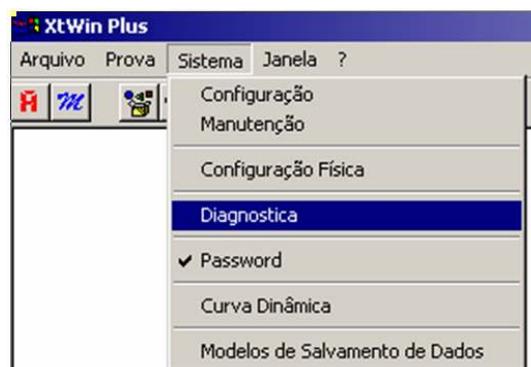
FIGURA 98 – FUNDO DE ESCALA



FONTE: OS AUTORES, 2006.

6. Novamente dentro do menu “Sistema”, selecionar a função “Diagnostica” e inserir a senha de acesso (1234). Em seguida, a janela “Entradas Analógicas” é ativada.

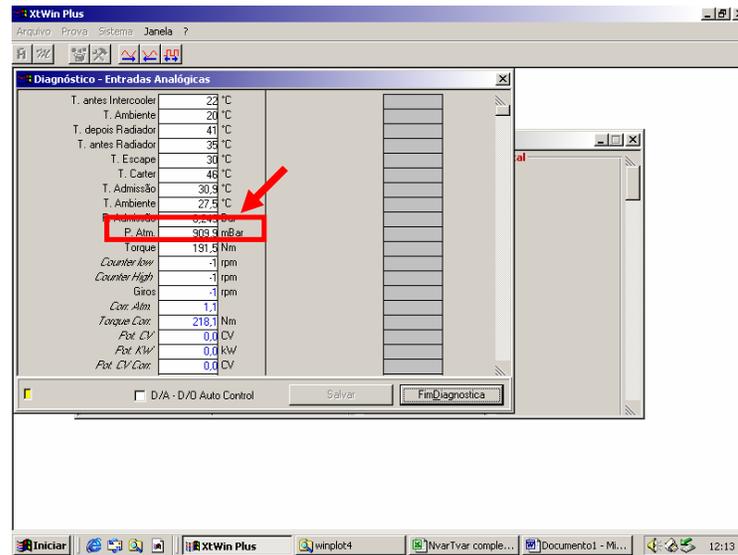
FIGURA 99 – DIAGNOSTICA



FONTE: OS AUTORES, 2006.

7. Dentro da janela “Entradas Analógicas”, clicar 2 vezes sobre o item a ser configurado (nesse caso, “P Admissão”) e inserir a senha de acesso (1234).

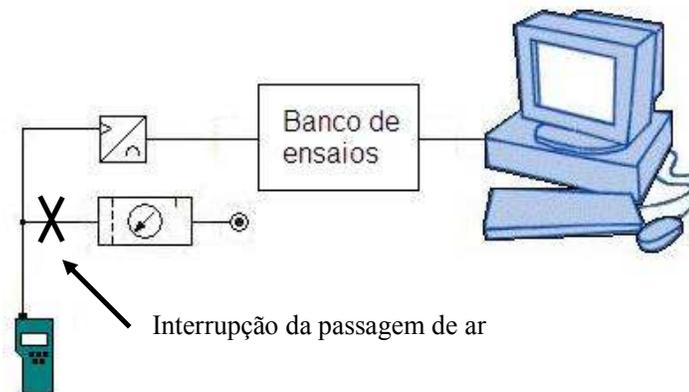
FIGURA 100 – ENTRADAS ANALÓGICAS



FONTE: OS AUTORES, 2006.

8. Primeiramente configurar o valor mínimo do sistema, ou seja, o valor mínimo possível de ser medido conforme instrumento (ou sensor) utilizado. Para realizar essa operação interromper a saída de ar do regulador de pressão.

FIGURA 101 – CONFIGURAÇÃO DO SENSOR

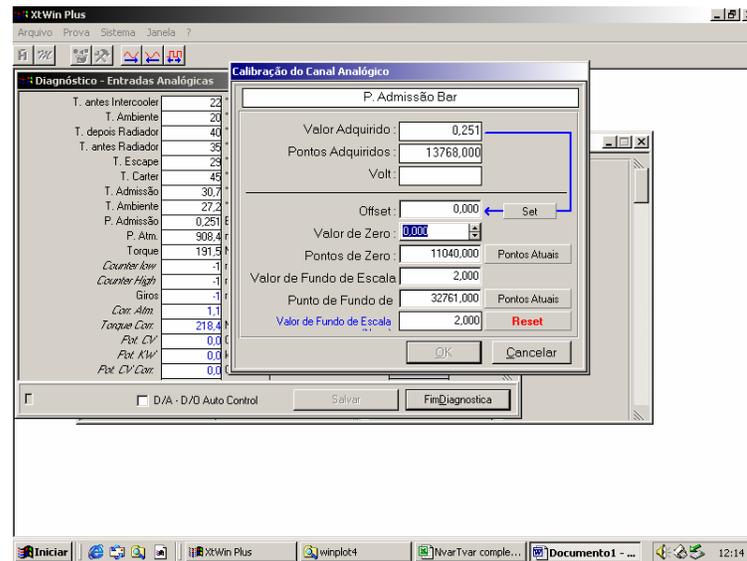


FONTE: OS AUTORES, 2006.

9. Quando o medidor portátil registrar 0 (zero) mbar, o campo “Valor de Zero” também deve ser igualado a 0 (zero). Nesse instante o sistema automaticamente gera um valor no campo “Pontos de Zero”, que

corresponde ao valor físico de 0 (zero) mbar. Para confirmar a configuração é necessário clicar sobre o botão “Pontos Atuais” (na mesma linha do campo “Pontos de Zero”) e em seguida no botão “OK”.

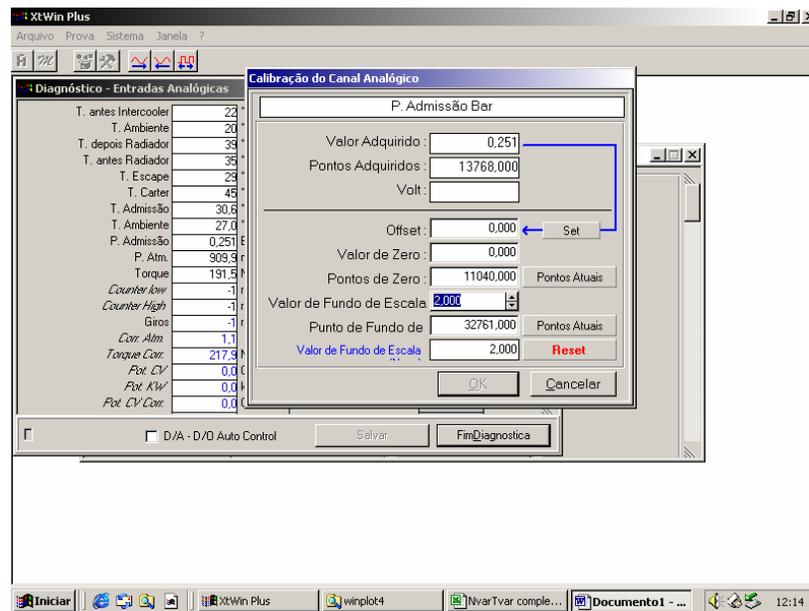
FIGURA 102 – CONFIGURAÇÃO, PONTOS DE ZERO



FONTE: OS AUTORES, 2006.

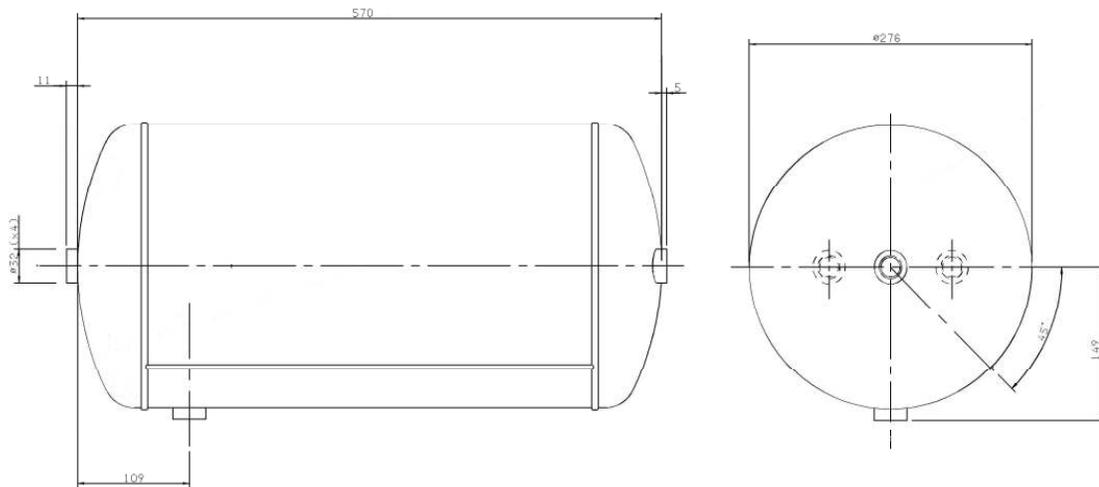
10. Em seguida, configurar o valor máximo do sistema, ou seja, o valor máximo possível de ser medido conforme o instrumento (ou sensor) utilizado. Para realizar essa operação deve-se abrir a saída de ar do regulador de pressão e regular a pressão de saída para 2 bar (200 kPa).
11. Quando o medidor portátil registrar 2 bar (200 kPa), o campo “Valor de Fundo de Escala” também deve ser igualado a 2 bar (200 kPa). Nesse instante o sistema automaticamente gera um valor no campo “Punto de Fundo de Escala” que corresponde ao valor físico de 2 bar. Para confirmar a configuração é necessário clicar sobre o botão “Pontos Atuais” (na mesma linha do campo “Punto de Fundo de Escala”) e em seguida no botão “OK”.

FIGURA 103 – CONFIGURAÇÃO, PUNTO DE FUNDO DE ESCALA



FONTE: OS AUTORES, 2006.

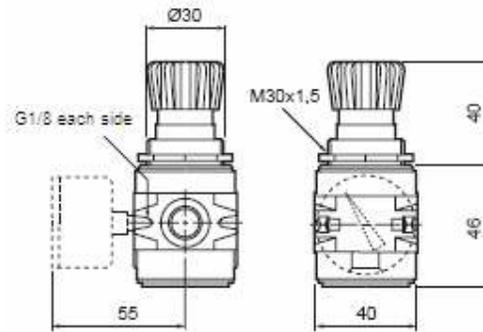
- Realizada a configuração, salvar as alterações clicando-se sobre o botão “FimDiagnostica”.

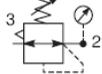
ANEXO 1 - RESERVATÓRIO DE AR**Dados Técnicos:**

- Fabricante: Wabco
- Capacidade: $30^{+0,6}_{-0}$ litros
- Variação de temperatura permitida: -50 a +100 °C
- Pressão máxima de trabalho: 15 bar (1,5 MPa)

ANEXO 2 - UNIDADE DE CONDICIONAMENTO, REGULADOR

Regulator

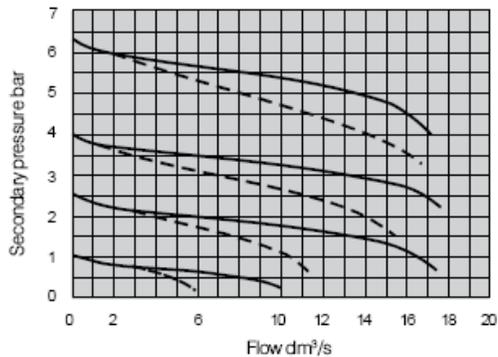


| Symbol | Regulator | Connection | Reference | Weight (kg) |
|---|------------------------|-------------------|-------------|-------------|
|  | Self bleed, with gauge | Threaded 1/8" BSP | P3ARA11BENN | 0,085 |

General characteristics

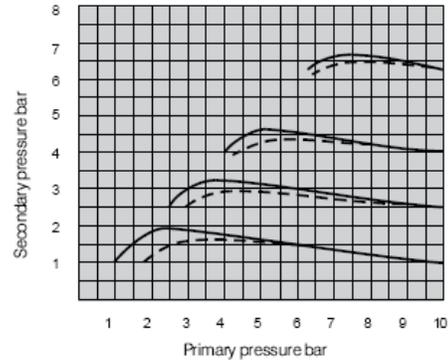
| | |
|---------------------|-------------------------------------|
| Max. inlet pressure | 10 bar |
| Temperature range | -10 °C to + 50° C |
| Flow | |
| 4 - 8 bar | 760 l/min – 12,7 dm ³ /s |
| 2 bar | 390 l/min – 6,5 dm ³ /s |

Flow characteristics



— P3A-RA12BNN G 1/4 ports, 8 bar spring
 - - - P3A-RA11BNN G 1/8 ports, 8 bar spring

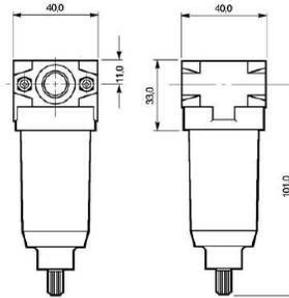
Regulation characteristics



— Flow 1 dm³/s
 - - - Flow 5 dm³/s

ANEXO 3 - UNIDADE DE CONDICIONAMENTO, FILTRO

Filter

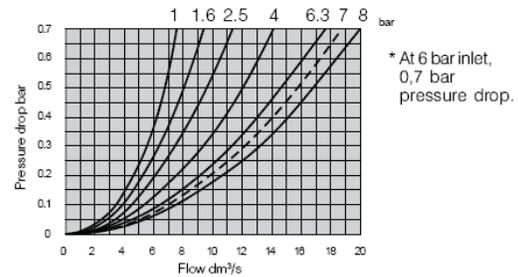


| Symbol | Drain | Connection | Reference | Weight (kg) |
|---|--------|-------------------|-------------|-------------|
|  | Manual | Threaded 1/8" BSP | P3AFA11BENP | 0,075 |

General characteristics

| | |
|---------------------|-------------------------------------|
| Max. inlet pressure | 10 bar |
| Temperature range | -10 °C to + 50° C |
| Bowl capacity | 11 cm ³ |
| High capacity bowl | 33 cm ³ |
| Flow | 850 l/min – 14,5 dm ³ /s |

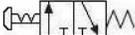
Flow characteristics



ANEXO 4 – VÁLVULA PILOTO

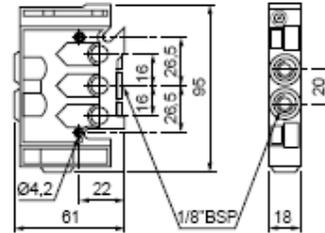
Selector Switch



| Symbol | Function | Connection | Reference | Weight (kg) |
|---|-----------------|-------------------|-----------|-------------|
|  | Normally closed | Threaded 1/8" BSP | D7441012 | 0,075 |
| General characteristics | | | | |
| Max. inlet pressure | | 8,6 bar | | |
| Temperature range | | -10 °C to + 50° C | | |

ANEXO 5 – VÁLVULA DE CONTROLE DIRECIONAL

Power valve 5/2 without subbase, size 1/8"



| Symbol | Function | Connection | Reference | Weight (kg) |
|---|--|---|------------|-------------|
| | Monostable, spring return | Threaded 1/8" BSP | PVLB111618 | 0,125 |
| General characteristics | | | | |
| Operating pressure | pneumatically piloted power valve: on port 1 P = 2 to 10 bar monostable : 3 to 10 bar | | | |
| Permissible fluids | air or neutral gas 50 µm filtration, lubricated or not | | | |
| Flow rates (en l/mn ANR) | | | | |
| <ul style="list-style-type: none"> — Threaded connector - - - Instant connector | | | | |
| kv | 1/8" threaded connection = 8 | | | |
| Operating temperature | - 15 °C to + 60 °C | | | |
| Storage temperature | - 40 °C to + 70 °C | | | |
| Mechanical life (number of operations) at 6 bar with dry air, 50µm filtered and at 20° C - Frequency 1 Hz | 30 million | | | |
| Vibration resistance | conforming to section 19-2 of Bureau Veritas | | | |
| Material | body : polyamide 6,6 glass fibre impregnated seals : polyurethane | | | |
| Connections | 1/8" threaded connection | | | |
| Maximum connector tightening torque | 10 Nm | | | |
| Fixing | On omega rail or machine structure | | | |
| Mounting position | all positions | | | |
| Specific characteristics | | Power valve with pneumatic control | | |
| Response time (at 6 bar) | 14 ms | | | |
| Pilot pressure (at 6 bar) | 3 bar | | | |
| Depilot pressure (at 6 bar) | 1 bar | | | |
| Maximum operating frequency | 5 Hz | | | |
| Degree of protection | IP65 | | | |
| Manual control | indexable | | | |

ANEXO 6 – TERMÔMETRO DIGITAL

Fabricante: Minipa
Modelo: APPA MT-510



CARACTERÍSTICAS

- Display: LCD de 3 ½ dígitos, com leitura máxima de 1999.
- Taxa de Amostragem: 2,5 vezes/s.
- Indicação de Polaridade: Automática, positiva omitida e negativa indicada.
- Indicação de Bateria Fraca: $\left[\begin{smallmatrix} \text{---} \\ \text{---} \\ \text{---} \end{smallmatrix} \right]$ é mostrado quando a tensão da bateria cair abaixo da tensão normal de operação.
- Indicação de Sobrefaixa: "OL" ou "-OL".
- Coeficiente de Temperatura: 0.15 x (precisão especificada) / °C, < 18°C ou >28°C.
- Ambiente de Operação: 0 ~ 50°C, RH < 75%.
- Ambiente de Armazenamento: -20°C ~ 60°C, RH < 80%.
- Alimentação: Bateria de 9V.
- Duração da Bateria: Aprox. 250 horas (alcalina).
- Normas: IEC 584 Standards, National Bureau of Standards.
- Dimensões: 160(A) x 64(L) x 26(P)mm (sem holster).
170(A) x 74(L) x 39(P)mm (com holster).
- Peso: Aprox. 300g (sem holster).
430g (com holster).

ESPECIFICAÇÕES

| Elétrica | Acessórios |
|---|---|
| <ul style="list-style-type: none"> - Tipo de Transdutor: Termopar Tipo K - Faixas: -50°C ~ 1300°C, -58°F ~ 1999°F - Precisão: $\pm (0.2\%+1^\circ\text{C})$ para -50°C ~ 199°C $\pm (0.3\%+2^\circ\text{C})$ para -50°C ~ 200°C $\pm (0.4\%+2^\circ\text{C})$ para 200°C ~ 1000°C $\pm (0.5\%+2^\circ\text{C})$ para 1000°C ~ 1300°C $\pm (0.2\%+2^\circ\text{F})$ para -58°F ~ 199°F $\pm (0.3\%+4^\circ\text{C})$ para -58°F ~ 392°F $\pm (0.4\%+4^\circ\text{F})$ para 392°F ~ 1832°F $\pm (0.3\%+4^\circ\text{F})$ para 1832°F ~ 1999°F - Resolução: 0.1°C, 1°C, 0.1°F, 1°F - Faixa de Temperatura do Termopar: -40°C ~ 204°C (-40°F ~ 399.2°F) - Tolerância Termopar: $\pm (0.75\%$ ou $2.2^\circ\text{C})$ para 0°C ~ 204°C $\pm (2.0\%$ ou $2.2^\circ\text{C})$ para -40°C ~ 0°C - Comprimento do Cabo: 1m, com plug miniatura e isolamento de Teflon. - Proteção de Entrada: 60V DC ou 24V AC RMS | <ol style="list-style-type: none"> 1. Manual de Instruções 2. Termopar Tipo K 3. Clipe para Cinto 4. Bateria 9V 5. Holster de Proteção |

ANEXO 7 – TABELA PARA SELEÇÃO DE RESERVATÓRIOS DE AR

DADOS PARA SELEÇÃO DE UM RESERVATÓRIO

| Diâmetro | Comprimento | Capacidade real do compressor* | Volume | |
|-----------------|--------------------|--------------------------------|------------------|----------------|
| | | | pés ³ | m ³ |
| 14" (355,6 mm) | 4 pés (1219,2 mm) | 68 | 4½ | 0,13 |
| 18" (457,2 mm) | 6 pés (1828,8 mm) | 187 | 11 | 0,31 |
| 24" (609,6 mm) | 6 pés (1828,8 mm) | 323 | 19 | 0,53 |
| 30" (762,0 mm) | 7 pés (2133,6 mm) | 578 | 34 | 0,95 |
| 36" (914,4 mm) | 8 pés (2438,4 mm) | 969 | 57 | 1,60 |
| 42" (1066,8 mm) | 10 pés (3048,0 mm) | 1630 | 96 | 2,69 |
| 48" (1219,2 mm) | 12 pés (3657,6 mm) | 3600 | 151 | 4,23 |
| 54" (1371,6 mm) | 14 pés (4267,6 mm) | 5300 | 223 | 6,24 |
| 60" (1524,0 mm) | 16 pés (4876,8 mm) | 7500 | 314 | 8,79 |
| 66" (1676,4 mm) | 18 pés (5486,4 mm) | 10200 | 428 | 11,98 |

FONTE: ROLLINS, 2004

Nota: Padrões dos Estados Unidos.

* Metros cúbicos por hora de ar livre, com pressão de 3 a 8,5 bar para um controle com velocidades constante. Para um controle automático partida-parada, os reservatórios têm capacidade para metade da capacidade acima indicada.

ANEXO 8 – MEDIDOR DE PRESSÃO



DPI 705 Digital Pressure Indicator User Guide



Druck

Specification

Accuracy:

Combined non-linearity, hysteresis and repeatability $\pm 0.1\%$ full-scale

Temperature:

Operating range 15°F to 120°F

Storage range -5°F to 140°F

Maximum safe working pressure 2 x full-scale

Pressure connector 1/8" NPT female

Maximum torque 20 lb. in

Environmental NEMA 12 (IP54)

Electrical power supply 3 x 1.5 V alkaline size LR6 (AA)

Please consult the data sheet for additional specification.

Electrical safety EN 61010 as applicable

Electromagnetic compatibility EN50081-1 (emissions)

..... EN50082-2 (immunity)

ANEXO 9 – CALIBRADOR DE PRESSÃO



DPI 610/615 LP Specifications

Pressure

All models include an internal pressure sensor. Up to 10 external sensors can be ordered (option B). Select the internal sensor pressure range from the table below:

| Pressure Range in H ₂ O | Accuracy % Span | Max Line Pressure | Max Differential Pressure |
|--|-----------------|-------------------|---------------------------|
| ±1.0 in H ₂ O differential | 0.05 | 70 psi | 40 in H ₂ O |
| ±5.0 in H ₂ O differential | 0.05 | 300 psi | 200 in H ₂ O |
| ±10.0 in H ₂ O differential | 0.05 | 300 psi | 200 in H ₂ O |
| ±20.0 in H ₂ O differential | 0.05 | 300 psi | 400 in H ₂ O |
| ±30.0 in H ₂ O differential | 0.05 | 300 psi | 400 in H ₂ O |
| ±60.0 in H ₂ O differential | 0.05 | 300 psi | 400 in H ₂ O |

Accuracy

- Non-linearity, hysteresis and repeatability
- Temperature effects ±0.004% rdg/°F (averaged with respect to 68°F)

Calibrator Pressure Ports

2 x 1/8 in female with 1/8 in ID tube adapters

Pressure Media

Non-corrosive gases

Remote Sensor

Model LPE 9400

Specifications and ranges as above. Pressure connection 2 x 1/8 in ID hose adaptor.

Electrical

| Input | Range | Accuracy | Resolution | Remarks |
|-------------|-------------|-----------------------------|------------------|-----------------------|
| Voltage* | ±50 VDC | 0.05% Reading ±0.004% FS | 100µV maximum | Autoranging, 10 MΩ |
| Current* | ±55 mA | 0.05% Reading 0.004% FS | 0.001 mA | 10 Ω, 50 V maximum |
| Temperature | 15 to 105°F | 2°F | 0.1°F | Local ambient |
| Switch | Open/Closed | | | 5 mA whetting |
| Voltage | 10 VDC | 0.1% | | Maximum load 10 mA |
| | 24 VDC | 5% | | Maximum load 25 mA |
| Current* | 0 to 24 mA | 0.05% Reading ±0.01% FS | 0.001 mA | |

*Temperature coefficient 0.004% reading/°F w.r.t. 68°F.