

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**AVALIAÇÃO DA INTENSIDADE DE TURBULÊNCIA EM
MOTORES DO CICLO OTTO**

PAULO DE TARSO DE ALEXANDRIA CRUZ

ORIENTADOR: JOÃO NILDO DE SOUZA VIANNA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS

PUBLICAÇÃO: ENM.DM – 93 A/05

BRASÍLIA/DF: NOVEMBRO – 2005

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**AVALIAÇÃO DA INTENSIDADE DE TURBULÊNCIA EM
MOTORES DO CICLO OTTO**

PAULO DE TARSO DE ALEXANDRIA CRUZ

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA
DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
MESTRE EM CIÊNCIAS MECÂNICAS**

APROVADA POR:

**Prof. João Nildo de Souza Vianna, Dr. Ing. (ENM-UnB)
(Orientador)**

**Prof. Alberto Carlos Guimarães Castro Diniz, Dr. Ing. (ENM-UnB)
(Examinador Interno)**

**Prof. José Ricardo Sodré, PhD (PUC-MINAS)
(Examinador Externo)**

**Prof. Armando Caldeira-Pires, PhD (ENM-UnB)
(Examinador Suplente)**

BRASÍLIA/DF, 26 DE NOVEMBRO DE 2005

FICHA CATALOGRÁFICA

CRUZ, PAULO DE TARSO DE ALEXANDRIA

Avaliação da Intensidade de Turbulência em Motores do Ciclo Otto [Distrito Federal] 2005. xviii, 107 p., 210 x 297 mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Ciências Mecânicas, 2005).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Intensidade de Turbulência

2. Ciclo Otto

3. Turboalimentação

4. Anemometria de fio quente

I. ENM/FT/UnB

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

CRUZ, P.T.A. (2005) Avaliação da Intensidade de Turbulência em Motores do Ciclo Otto. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM.DM – 93 A/05, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 107 p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Paulo de Tarso de Alexandria Cruz

TÍTULO: Avaliação da Intensidade de Turbulência em Motores do Ciclo Otto.

GRAU: Mestre

ANO: 2005

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

Paulo de Tarso de Alexandria Cruz

Condomínio Império dos Nobres, quadra 4, conj. F, casa 03 - Sobradinho
73.251-901 Brasília – DF – Brasil

AGRADECIMENTOS

A minha amada esposa, Thatiana, que soube compreender as horas de ausência, sempre dando suporte, alento e incentivo em cada etapa do trabalho.

A meus pais, José Natecio Cruz e Marly Lopes de Alexandria Cruz, pela provisão dos meios iniciais e pelo incentivo ao longo do caminho.

Ao Professor João Nildo de Souza Vianna, que proveu a orientação e o ambiente adequados para o desenvolvimento do trabalho; sobre cuja orientação reitero a honra e privilégio de ter trabalhado.

À Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais – PUC/MINAS, na pessoa do Prof. José Ricardo Sodré, por ter provido os meios para a aquisição do aparato de medição e aquisição.

Aos técnicos do Laboratório de Energia e Ambiente, Eurípedes Rodrigues de Oliveira e José Felipe de Carvalho Lopes, sempre disponíveis para ajudar e ensinar, Professores de Paciência Aplicada.

Aos colegas da UnB, em especial ao Cleverson e Silva Moreira e Rafael Melo, pela terceira mão durante os experimentos.

Aos demais professores e técnicos do Departamento de Engenharia Mecânica.

Ó profundidade da riqueza, tanto da sabedoria como do conhecimento de Deus! Quão insondáveis são os seus juízos, e quão inescrutáveis, os seus caminhos! Quem, pois, conheceu a mente do SENHOR? Ou quem foi o seu conselheiro? Ou quem primeiro deu a ele para que lhe venha a ser restituído? Porque dele, e por meio dele, e para ele são todas as cousas.

A ele, pois, a glória eternamente. Amém.

Romanos 11: 33 - 36

RESUMO

AVALIAÇÃO DA INTENSIDADE DE TURBULÊNCIA EM MOTORES DO CICLO OTTO

Ganhos significativos de torque e potência são obtidos por meio da adequada turboalimentação de motores originalmente aspirados. Estes ganhos decorrem da elevação da pressão no interior do cilindro em função da maior massa de ar admitida, por ação do compressor. A relação peso/potência do motor é reduzida, possibilitando o emprego de sistemas de menor porte para o atendimento de uma mesma demanda. Conforme constatado em trabalhos anteriores, sob determinadas condições, pode-se operar o motor com misturas ar-combustível mais pobres sem perda de desempenho. No presente estudo avaliou-se o efeito da turboalimentação sobre o escoamento no coletor de admissão e no interior do cilindro de um motor originalmente aspirado. Compararam-se ambas as configurações do motor em termos da intensidade de turbulência da mistura ar-combustível, do desempenho, consumo e emissões. As medições foram realizadas em um dinamômetro hidráulico, ao qual se acrescentaram sistemas de medição de temperatura, pressão e emissões. No interior do motor, as medições foram realizadas com um anemômetro de fio quente. Para o cálculo da intensidade de turbulência, utilizaram-se as médias amostrais ao longo de 200 ciclos para as medições no interior do cilindro, e 300 ciclos para as medições no coletor de admissão. Com base nos resultados obtidos às rotações de 2500, 3000 e 3500 rpm, verificou-se que a turboalimentação promoveu o aumento da intensidade de turbulência no interior do motor nos processos de admissão e compressão. Em consequência, a combustão na versão turboalimentada se deu de maneira mais eficiente, o que se constatou sob a forma de ganhos de potência, redução do consumo específico de combustível, e redução das emissões específicas de CO, HC e CO₂.

ABSTRACT

EVALUATION OF TURBULENCE INTENSITY IN SPARK-IGNITION ENGINES

Adequate turbocharging of naturally aspirated engines may lead to increased torque and power. These advantages are a consequence of higher in-cylinder pressure due to the larger amount of induced air by means of the compressor. The weight/power ratio is reduced, allowing the use of a smaller system for the same duty. According to previous works, under certain conditions the engine can operate with poorer air-fuel mixtures without performance losses. This work evaluated the effects of turbocharging on the intake manifold and in-cylinder flows of a normally aspirated engine. Both engine configurations were compared in terms of air-fuel mixture turbulence intensity, performance, fuel consumption and emissions. The measurements were performed on a hydraulic dynamometer equipped with temperature, pressure and emissions sensors. The measurements inside the engine were performed with a hot-wire anemometer. The turbulence intensity was calculated based on the ensemble average from 200 engine cycles for the in-cylinder measurements and from 300 engine cycles for intake manifold measurements. Based on the results obtained for the speeds of 2500, 3000 and 3500 rpm, the turbocharged brought about higher turbulence intensity levels inside the engine along the intake and compression strokes. As a consequence, the combustion process in the turbocharged configuration was more efficient, and it was verified in terms of increased power, reduced specific fuel consumption and specific CO, HC and CO₂ emissions.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
2	REFERENCIAL TEÓRICO – DINÂMICA DOS GASES EM MOTORES.....	8
2.1	TURBULÊNCIA	9
2.2	PROCESSOS DE FLUXO NO CILINDRO	15
2.2.1	Admissão	16
2.2.2	Compressão	20
2.3	COMBUSTÃO.....	22
3	ESTADO DA ARTE.....	26
3.1	TRABALHOS EXPERIMENTAIS	27
3.2	TRABALHOS NUMÉRICOS	34
4	APARATO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA	37
4.1	DESCRIÇÃO DOS SISTEMAS EXPERIMENTAIS	37
4.1.1	Motor	37
4.1.2	Sistemas de medição	40
4.2	ENSAIOS NO MOTOR.....	43
4.2.1	Caracterização do motor.....	44
4.2.2	Medições na câmara de combustão.....	46
4.2.3	Simulação do escoamento em coletores de admissão	47
4.2.4	Medições no coletor de admissão	48
4.2.5	Verificação da integridade da sonda anemométrica	49
4.3	PROCESSAMENTO DE SINAIS	53
4.3.1	Alinhamento dos ciclos.....	53
4.3.2	Aquisição de sinais.....	53
4.4	CÁLCULO DA INTENSIDADE DE TURBULÊNCIA	54
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	57
5.1	CÂMARA DE COMBUSTÃO	57
5.2	COLETOR DE ADMISSÃO.....	61
5.3	FORMAÇÃO DE POLUENTES	65
6	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	70
6.1	RECOMENDAÇÕES	72
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	73
	APÊNDICE A – SIMULAÇÃO EXPERIMENTAL DE COLETORES DE ADMISSÃO.....	77
	APÊNDICE B – EXPRESSÃO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO	92

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Histograma da distribuição populacional do Brasil (Nações Unidas, 2004) ...	2
Figura 1.2 – Distribuição do consumo de combustíveis no setor de transportes (BEN, 2005)	3
Figura 1.3 – Emissões médias de veículos automotores novos no período de 1979 a 2004 (Proconve, 2005)	3
Figura 1.4 – Consumo específico de combustível em função da rotação (Cavalcanti <i>et al.</i> , 1989).....	5
Figura 1.5 – Intensidade de turbulência no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim a 2500 rpm para (Cruz <i>et al.</i> , 2003)	6
Figura 2.1 – Deformação da frente de chama pela ação da turbulência em diferentes escalas	13
Figura 2.2 – Vista em corte do escoamento durante a admissão (modificado – Morse <i>et al.</i> , 1980).....	17
Figura 2.3 – cortes transversais do escoamento a $1/5$ do curso do pistão (a), a $2/5$ do curso (b) e a $3/5$ do curso (c) (modificado – Gosman, 1986).....	18
Figura 2.4 – Termos de energia cinética de turbulência (modificado – Ahmadi-Befrui <i>et al.</i> , 1982).....	20
Figura 2.5 – Termos de energia cinética de turbulência (225° a 360°) (modificado – Ahmadi-Befrui <i>et al.</i> , 1982)	21
Figura 2.6 – Curvas de formação de poluentes em função da razão de equivalência (modificado – Turns, 2000).....	24
Figura 3.1 – Intensidade de Turbulência medida no interior da câmara de combustão de um motor comercial (modificado – Ikeda <i>et al.</i> , 2000)	31
Figura 3.2 – Intensidade de turbulência tangencial no interior da câmara de combustão de um motor diesel a 2250 rpm (modificado – Richter, 2003)	33
Figura 3.3 – Curvas de pressão obtidas para duas geometrias de coletor de admissão (modificado – Sodré <i>et al.</i> , 2003).....	33
Figura 4.1 – Curva de sobrealimentação em função da rotação do eixo virabrequim	38
Figura 4.2 – Mapa do compressor	38
Figura 4.3 – Configuração tangencial do conjunto coletor e válvula de admissão	39
Figura 4.4 – Diagrama de válvulas	40
Figura 4.5 – Sinais de PMS e pressão na câmara de combustão	41
Figura 4.6 – Curva de calibração de uma sonda anemométrica de fio quente (Cruz <i>et al.</i> , 2003).....	42
Figura 4.7 – Posicionamento da sonda no interior do cilindro	42

Figura 4.8 – Montagem do aparato experimental.....	43
Figura 4.9 – Temperatura dos gases de exaustão em função da rotação.....	44
Figura 4.10 – Potência em função da rotação.....	45
Figura 4.11 – Consumo específico de combustível em função da rotação.....	45
Figura 4.12 – Razão ar-combustível em função da rotação.....	46
Figura 4.13 – Bancada de simulação de coletores de admissão.....	48
Figura 4.14 – Posicionamento da sonda no interior do coletor de admissão.....	49
Figura 4.15 – curvas de calibração alinhadas por meio do método do percentual da altura do degrau.....	50
Figura 4.16 – Curvas de calibração alinhadas por meio do método do integral acumulativo.....	51
Figura 4.17 – curvas de calibração alinhadas por meio do método do coeficiente de correlação.....	52
Figura 4.18 – Curvas de calibração da sonda anemométrica obtidas anterior e posteriormente às medições no motor.....	52
Figura 4.19 – Ilustração do procedimento de sub-amostragem de um sinal: (a) aquisição a 1Hz; (b) aquisição a 5Hz; (c) eliminação de pontos, com taxa de amostragem induzida de 1Hz.....	54
Figura 5.1 – Intensidade de turbulência no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim para as rotações de 2500, 3000 e 3500 rpm.....	58
Figura 5.2 – Intensidade de turbulência no motor turbo no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim para as rotações de 2500, 3000 e 3500 rpm.....	60
Figura 5.3 – Intensidade de turbulência no motor aspirado no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim para as rotações de 2500, 3000 e 3500 rpm.....	60
Figura 5.4 – Pressão no interior do cilindro sem combustão em função do ângulo do virabrequim (Cruz <i>et al.</i> , 2003).....	61
Figura 5.5 – Intensidade de turbulência no coletor de admissão em função do ângulo do virabrequim para as rotações de 2500, 3000 e 3500 rpm.....	62
Figura 5.6 – Curvas de intensidade de turbulência no coletor de admissão do motor aspirado alinhadas em função do primeiro pulso.....	64
Figura 5.7 – Curvas de intensidade de turbulência no coletor de admissão do motor turbo alinhadas em função primeiro pulso.....	64
Figura 5.8 – Emissão específica de CO em função da rotação.....	66
Figura 5.9 – Emissão específica de HC em função da rotação.....	67
Figura 5.10 – Emissão específica de CO ₂ em função da rotação.....	68

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Técnicas intrusivas e não-intrusivas de medição aplicadas a escoamentos....	27
Tabela 4.1 – Características geométricas	37
Tabela 5.1 – Tempo estimado da ocorrência dos pulsos nas curvas de IT (ms)	63
Tabela B.1 – Expressões para o cálculo da incerteza padronizada do tipo B.....	93
Tabela B.2 – Incertezas globais das variáveis analisadas no motor	94

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIACÕES

R_x – função de auto-correlação espacial

U_0 – velocidade do escoamento na posição de referência, m/s

U_x – velocidade à distância x da posição de referência 0, m/s

u'_0 – média quadrática de U_0 , m/s

u'_x – média quadrática de U_x , m/s

l – escala integral de comprimento, m

λ – micro-escala de *Taylor*, m

ε – taxa de dissipação de energia

u' – média quadrática das flutuações de velocidade no ponto x na direção x , m/s

ν – viscosidade cinemática do fluido, m²/s

η – escala de *Kolmogorov*, m

u_t – velocidade absoluta de chama turbulenta, m/s

u_l – velocidade de chama laminar, m/s

\bar{U} – velocidade média do escoamento, m/s

\dot{W} – potência indicada do motor, kW

η_f – eficiência termodinâmica do motor

m_c – massa de ar admitida no cilindro, kg

N – rotação do motor, rpm

Q_{HF} – entalpia do combustível, kJ/kg

k – energia cinética de turbulência, J

U – velocidade instantânea do escoamento, m/s

θ – ângulo do virabrequim, °

\bar{U}_Δ – média estacionária da velocidade na janela Δ , definida entre $\theta - 45^\circ/2$ e $\theta + 45^\circ/2$; m/s

u_E – flutuação instantânea de U em torno de \bar{U}_Δ , m/s

\bar{U} – média amostral da velocidade no ângulo θ do virabrequim, m/s

u – flutuação instantânea de U em torno de \bar{U} , m/s

u' – média quadrática de u , m/s

E_N – sinal normalizado do anemômetro em função da altura do degrau da curva de calibração da sonda

I – integral acumulativo do sinal normalizado E_N

Δt – intervalo entre dois instantes consecutivos, s

PMS – ponto morto superior (0° ou 360° do virabrequim)

aPMS – ângulo anterior ao PMS

dPMS – ângulo posterior ao PMS

PMI – ponto morto inferior (180° ou 540° do virabrequim)

aPMI – ângulo anterior ao PMI

dPMI – ângulo posterior ao PMI

1 INTRODUÇÃO

“Cuide bem da Terra: ela não te foi dada por teus pais, mas emprestada por teus filhos. Não herdamos a Terra de nossos ancestrais; nós a tomamos emprestada de nossos filhos.”

Os índios americanos atribuíam características divinas aos elementos da natureza e, desta forma, lhe prestavam reverência. Apesar da conotação mística, esse provérbio indígena expressa com precisão a responsabilidade com que se devem empregar os recursos naturais hoje disponíveis, sob pena de se comprometer a sobrevivência das gerações vindouras, ao persistir uma concepção utilitarista da natureza.

A gestão dos recursos naturais, sejam eles energéticos ou não, é fortemente influenciada por aspectos de cunho econômico, social, tecnológico e cultural. A crise do petróleo na década de 70, por exemplo, demandou, do governo brasileiro, a adoção de alternativas energéticas em função do impacto econômico que se impusera sobre os preços dos derivados do petróleo. As alternativas energéticas abrangeram o incentivo ao consumo de energia elétrica e o fomento ao desenvolvimento do etanol enquanto combustível automotivo, com fortes efeitos sobre os aspectos mencionados. O desenvolvimento do Programa Brasileiro do Biodiesel, por sua vez, possui uma série de ações integradas no sentido de estabelecer o vínculo das unidades produtivas do combustível aos assentamentos de agricultura familiar. Em resposta ao impacto causado pela construção de grandes empreendimentos hidrelétricos, os critérios ambientais, sobretudo no setor elétrico, têm sido levados em consideração no planejamento da expansão do setor elétrico para as próximas décadas. A formulação das políticas de recursos naturais no Brasil tem ganhado pluralidade, na medida em que se arraiga a necessidade da sustentabilidade no emprego destes recursos.

No Brasil, o uso de energéticos no setor de transportes é fortemente influenciado pelas grandes dimensões do país, pela distribuição populacional e pela modalidade de transporte predominantemente rodoviária. A política desenvolvimentista das décadas 60 e 70 incentivou o fortalecimento da indústria automotiva em detrimento de outras modalidades de transporte. O fluxo de cargas e passageiros tomou um viés fortemente rodoviário, requerendo a construção de estradas e promovendo o sucateamento da malha ferroviária. Associado a isto, conforme ilustra a Figura 1.1, ocorreu uma forte concentração da

população no meio urbano. Na década de 60, a taxa de crescimento da população urbana foi 12 vezes superior à da população rural, e já na década de 70, inicia-se o decréscimo desta última. Este crescimento populacional urbano encontra outras justificativas que extrapolam o escopo deste trabalho.

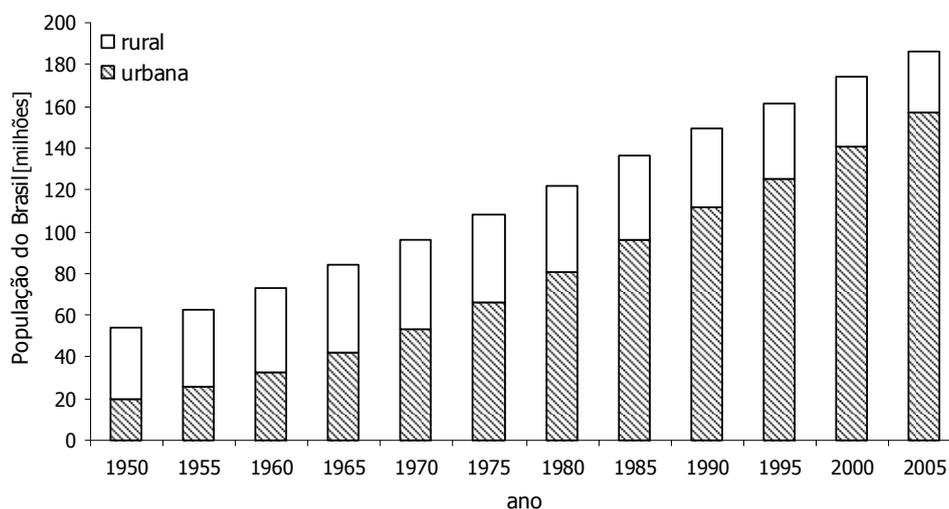


Figura 1.1 – Histograma da distribuição populacional do Brasil (Nações Unidas, 2004)

O crescimento populacional urbano teve conseqüências também sobre o setor energético. O consumo residencial de eletricidade, por exemplo, além de mais elevado no meio urbano, tem perfil fundamentalmente diferente do que se observa no meio rural. Na década de 70, intensificou-se o consumo de óleo diesel, sobretudo em decorrência das demandas do setor de transportes, que representa mais de 70% do consumo total do combustível.

Conforme ilustra a Figura 1.2, o óleo diesel é o combustível mais empregado para fins de transporte desde 1978. No ano-base 2004, o consumo do óleo diesel correspondeu a 52% do consumo total de combustíveis para fins de transporte, e o uso rodoviário correspondeu a 75% do consumo total do óleo diesel. As taxas médias de crescimento do consumo de óleo diesel, gasolina, álcool etílico e gás natural, entre os anos de 2002 e 2004, foram de 2%, 2%, 6% e 34%, respectivamente. No último ano, em decorrência da popularização dos veículos bi-combustível, o consumo de álcool hidratado cresceu 25%. O crescimento do consumo do gás natural veicular, por sua vez, decorre de iniciativas estaduais, sobretudo do governo do Estado do Rio de Janeiro.

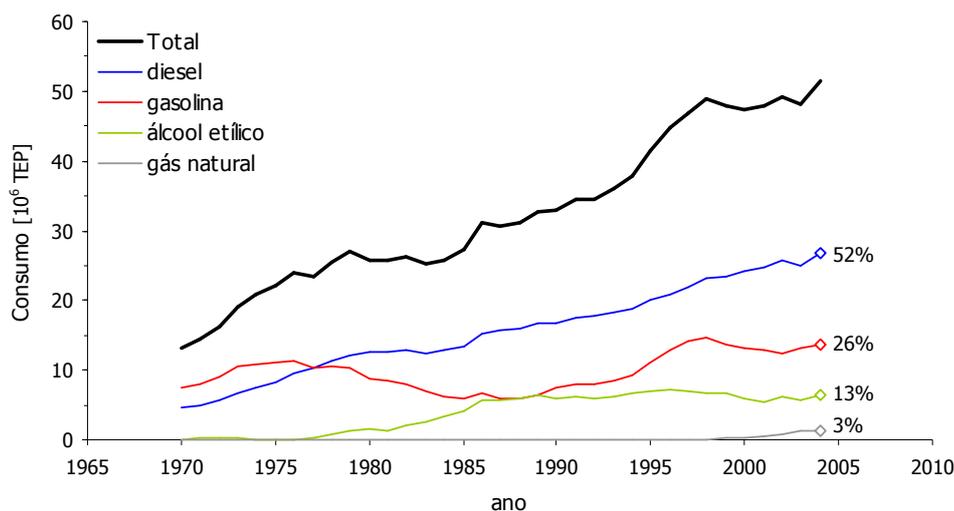


Figura 1.2 – Distribuição do consumo de combustíveis no setor de transportes (BEN, 2005)

O crescimento do uso de combustíveis fósseis com fins de transporte, associado à concentração populacional no meio urbano, criaram a necessidade de regulamentação das emissões veiculares. O Conselho Nacional do Meio-Ambiente – Conama instituiu o Programa de Controle de Emissões Veiculares – Proconve. A partir de 1989 entraram em vigor os primeiros limites de emissão de poluentes, que abrangiam, para veículos de passeio, emissões de CO, HC, NO_x e evaporativas. O atendimento aos limites impostos pelo programa por veículos novos tem caráter obrigatório desde o seu início. A Figura 1.3 ilustra as emissões médias dos veículos automotores novos até o ano de 2004, além dos limites de emissão de CO, HC e NO_x impostos pelo Proconve.

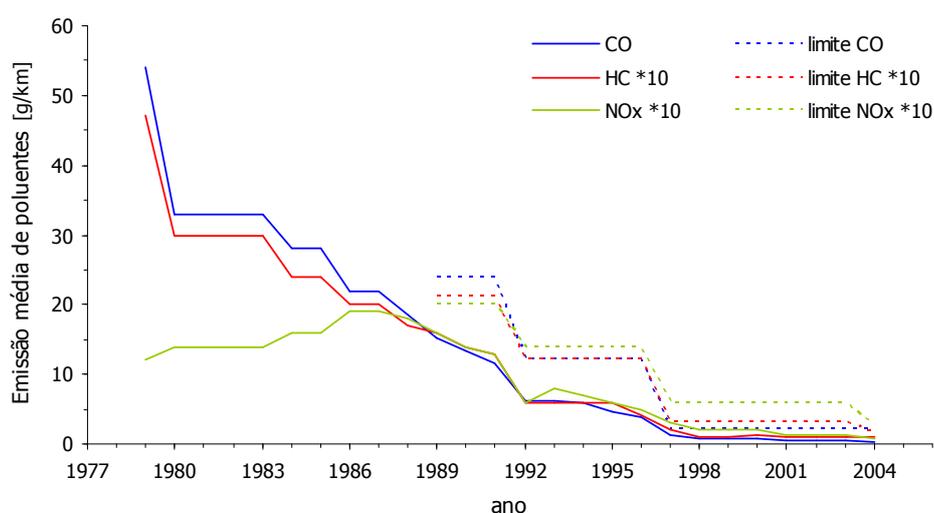


Figura 1.3 – Emissões médias de veículos automotores novos no período de 1979 a 2004 (Proconve, 2005)

O estabelecimento desses limites de emissões associado a esforços de mercado impuseram aos fabricantes de automóveis o emprego de equipamentos mais modernos de injeção de combustível e controle de emissões, já em uso em outros países. Em 1989, por exemplo, à época da entrada em vigor dos primeiros limites, difundiu-se o uso da injeção eletrônica de combustível, que já vinha sendo empregada em modelos especiais. Incorporaram-se ao motor também os catalizadores, *canisters* etc.

Anterior ao Proconve, o Programa de Economia de Combustíveis – Peco promovia a consolidação das informações de consumo de combustível dos veículos novos disponíveis no mercado. As informações eram compiladas em uma publicação anual, e divulgadas ao público. Em semelhança ao que hoje faz o Programa Brasileiro de Etiquetagem por meio de etiquetas informativas do desempenho energético de equipamentos, o Peco levava informações aos consumidores quanto à eficiência dos modelos disponíveis no mercado à época.

Embora não tenha se tornado perene no Brasil, a prática de se classificar veículos quanto ao seu consumo é corrente na Europa, América do Norte, e em alguns países da Ásia. Impõem-se, conjuntamente, limites máximos de emissão de poluentes e de consumo de combustível. Em semelhança ao que ocorreu no início do Proconve, as revisões dos limites máximos de emissão de poluentes requerem dos fabricantes a incorporação de novas tecnologias veiculares mais avançadas. Especificamente no que diz respeito à eficiência veicular, vêm-se popularizando tecnologias como automóveis elétricos híbridos, injeção direta de combustível em motores do ciclo Otto, emprego de materiais compósitos em carrocerias e, mais recentemente, a popularização do uso de turbocompressores em motores do ciclo Otto. Tomando como exemplo os veículos mais eficientes do mercado europeu, que chegam a atingir o consumo de 3 litros por 100 quilômetros, é freqüente o emprego do turbocompressor, associado a carrocerias até 30% mais leves e ao uso de combustíveis com composição mais apurada.

A ação do turbocompressor consiste do aproveitamento da energia disponível nos gases de exaustão para o aumento da massa de ar e, conseqüentemente, de combustível, admitidas no cilindro. Isto é feito por meio de uma turbina acoplada ao coletor de exaustão, e de um compressor, com eixo solidário ao da turbina, que comprime o ar atmosférico para posterior admissão no cilindro. Eleva-se, desta forma, o desempenho global do motor

tanto pelo aproveitamento de uma quantidade de energia que seria rejeitada para o ambiente, quanto pelo aumento da potência em decorrência de uma maior quantidade de combustível queimada.

Na medida em que provoca a redução da relação peso/potência, a turboalimentação possibilita o atendimento de uma mesma demanda com um motor de menor porte. A um custo de 4 a 5% do valor do automóvel, pode-se elevar a potência de seu motor cerca de 30%. No entanto, com o aumento da pressão e temperatura, eleva-se o risco de detonação. Para a supressão da detonação, alteram-se parâmetros operacionais, como a redução da relação de compressão do compressor pelo ajuste da válvula de alívio da turbina (*waste gate*) e o ajuste do ângulo de ignição. O emprego de um trocador de calor do ar de admissão (*intercooler*), embora tenha como finalidade primária a melhoria da eficiência volumétrica, tem efeito secundário, também, sobre a supressão da detonação. Sistemas avançados de turboalimentação associam-se ainda com detectores de detonação aos módulos de ignição e injeção de combustível.

Além das vantagens operacionais do turbocompressor, estudos realizados por Cavalcanti *et al.* (1989) mostraram que, com um adequado sincronismo turbocompressor-motor, pode-se obter, também, ganhos no rendimento térmico com redução do consumo específico de combustível. Conforme ilustra a Figura 1.4, a redução média do consumo específico foi de 7%.

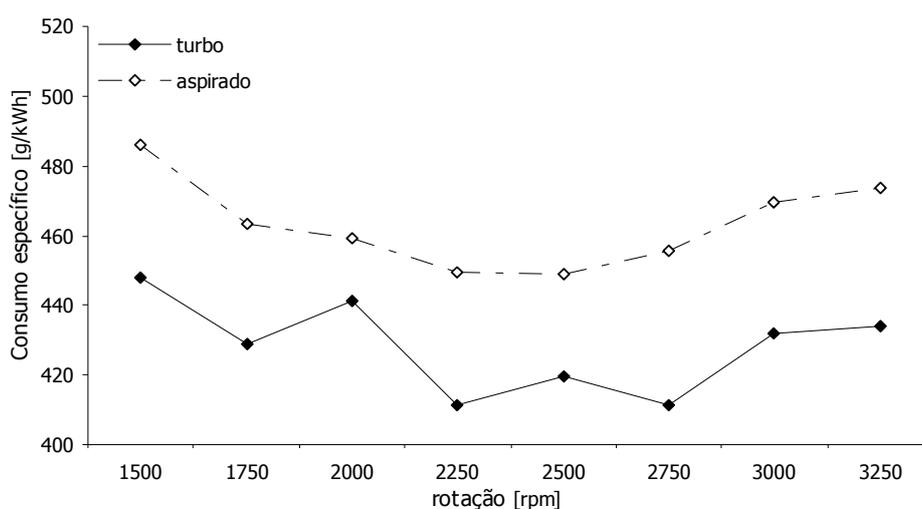


Figura 1.4 – Consumo específico de combustível em função da rotação (Cavalcanti *et al.*, 1989)

Em um estudo subsequente, Cruz *et al.* (2003) analisaram o comportamento da mistura ar-combustível ao longo da admissão e compressão no interior do cilindro de um motor aspirado e de sua versão turboalimentada. Os resultados obtidos, ilustrados na Figura 1.5,

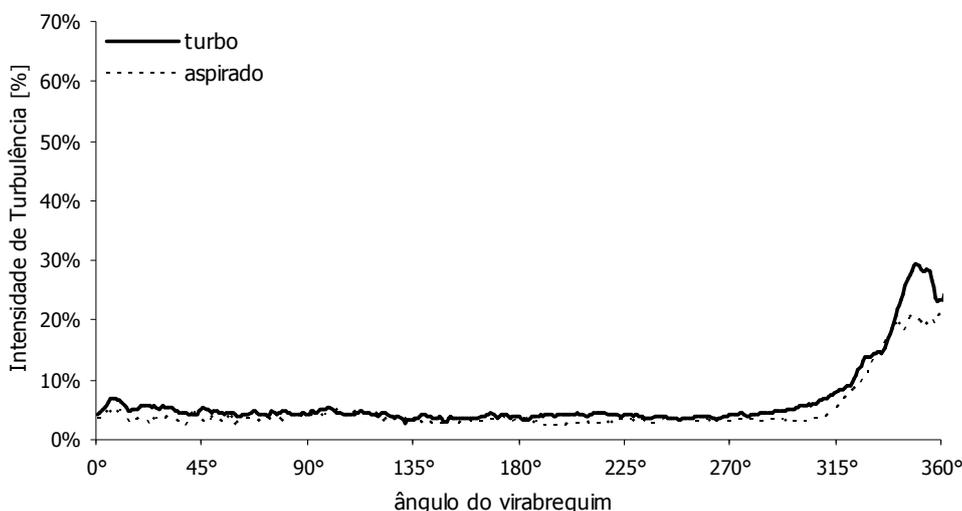


Figura 1.5 – Intensidade de turbulência no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim a 2500 rpm para (Cruz *et al.*, 2003)

mostram que intensidade de turbulência no interior do cilindro da versão turboalimentada é superior à do motor aspirado, sobretudo ao final da compressão. Essa investigação abrangeu também medições de temperatura e pressão no cilindro sem combustão.

A hipótese deste trabalho é que a turboalimentação, além da elevação da pressão dos gases de admissão, provoca o aumento da intensidade de turbulência no interior do cilindro e no coletor de admissão, o que leva a um processo de homogeneização mais intenso da mistura ar-combustível e a um processo de combustão mais eficiente ao longo de toda a faixa operacional de rotações do motor. Essa melhoria na qualidade da combustão se manifesta sob a forma de aumento de potência, redução do consumo específico de combustível e, conseqüentemente, das emissões específicas de poluentes. O objetivo deste trabalho foi verificar a influência da turboalimentação sobre a intensidade de turbulência no escoamento da mistura ar-combustível no interior de um motor originalmente aspirado. Para a verificação desta hipótese, o trabalho se estrutura em fundamentos teóricos, análise do estado da arte, metodologia, análise de resultados, conclusões e recomendações.

No capítulo 2, apresentam-se os fundamentos para a análise da dinâmica dos gases no interior do cilindro, além de conceitos afetos à combustão e à formação de poluentes. Esse

capítulo divide-se em Turbulência, Processos de Fluxo no cilindro e Combustão.

No capítulo 3, apresenta-se o estado da arte da análise do escoamento e do processo de combustão em motores do ciclo Otto. Esse capítulo divide-se em Trabalhos Experimentais e Trabalhos numéricos.

O capítulo 4 contempla toda a metodologia de ensaios, a instrumentação neles empregada e os procedimentos para processamento dos dados. Esse capítulo divide-se em Descrição dos sistemas experimentais, Ensaios no motor, Processamento de sinais e Cálculo da Intensidade de Turbulência.

No capítulo 5 apresentam-se os resultados experimentais e as análises a eles pertinentes. Esse capítulo divide-se em Câmara de Combustão, Coletor de admissão e Formação de Poluentes.

No capítulo 6, apresentam-se as conclusões do trabalho, fazendo referência aos objetivos e a consecução dos mesmos. Além disso, apresentam-se, ainda, as sugestões para a continuidade deste trabalho.

2 REFERENCIAL TEÓRICO – DINÂMICA DOS GASES EM MOTORES

O movimento da mistura ar-combustível no interior do cilindro é um dos fatores primordiais para o controle da combustão em motores de combustão interna. Os aspectos médios e turbulentos do escoamento são igualmente importantes. As características iniciais do escoamento são determinadas pelo sistema de admissão, e sofrem variações durante a compressão.

O entendimento deste escoamento tem focos diferenciados quando se consideram as etapas sem e com combustão. Na ausência da combustão, durante a admissão e compressão, o fluido passa por uma série de processos para condicionamento da mistura à queima. Estes processos abrangem a dosagem do combustível em função da massa de ar admitida e sua posterior vaporização, a indução da mistura no cilindro e sua compressão e, em alguns casos, a estratificação da mistura em determinadas regiões da câmara de combustão. Já na segunda etapa, que ocorre durante a expansão, inicia-se a combustão com a liberação da centelha. Dá-se início a uma série de fenômenos extremamente complicados que vão desde a própria ignição até a propagação da frente de chama. Em termos gerais, a chama se propaga por difusão de átomos de hidrogênio, energeticamente intensos, que transportam energia para as regiões de mistura ainda não queimada. Associam-se os processos de difusão de massa a altas taxas de radiação, de forma que a mistura se queime de maneira estável, porém rápida.

A qualidade da preparação da mistura, a taxa de reação e a velocidade de propagação da chama estão todas inerentemente relacionadas à intensidade de turbulência da mistura no interior do cilindro. Ainda que em instantes diferentes do ciclo, estas três variáveis se influenciam pelos fenômenos de elevação da difusividade do ar, distorção e deformação da frente de chama, todos decorrentes da turbulência.

O desempenho do processo de combustão, por sua vez, é decorrente do estado da mistura quando este se deflagra. Entenda-se por estado, as condições de temperatura, pressão e a homogeneidade da mistura. Uma vez deflagrada, a queima tem inércia própria, e decorre em função dos parâmetros mencionados. Daí a importância do estudo do desenvolvimento

do escoamento durante a admissão e compressão.

2.1 TURBULÊNCIA

A turbulência pode ser caracterizada por movimentos aleatórios tridimensionais, com estruturas variando em tamanho e distribuídas também aleatoriamente no escoamento. Tensões cisalhantes viscosas promovem a dissipação dessas estruturas, fazendo com que surjam estruturas ainda menores e ocorrendo a dissipação da energia do escoamento. Desta forma, caso não se forneça energia para a geração da turbulência, esta decairá.

Embora haja conceitos a respeito do que é turbulência, não existe de fato uma definição precisa. Ainda assim, podem-se enumerar as características atribuídas aos escoamentos turbulentos (Kuo, 1986):

- ✓ Irregularidade: não existe uma análise determinística sobre a turbulência, sendo necessário recorrer-se a métodos estatísticos para estudá-la;
- ✓ Difusividade: desta característica decorrem misturas rápidas e taxas elevadas de transferência de momento, calor e massa;
- ✓ Números de *Reynolds* elevados: à medida em que se eleva o número de *Reynolds* de um escoamento laminar, surgem instabilidades decorrentes da viscosidade do fluido e do escoamento, o que acarreta na transição para o regime turbulento;
- ✓ Flutuações de vorticidade tridimensionais: a turbulência é marcada por altos níveis de vorticidade, cuja dinâmica tem papel essencial na descrição do escoamento;
- ✓ Dissipação: as tensões normais e cisalhantes promovem a deformação do escoamento e a elevação da energia interna do fluido, com a contrapartida da redução da energia cinética de turbulência. Desta forma, é necessária a provisão contínua de energia para compensar as perdas viscosas do escoamento;
- ✓ Meio contínuo: mesmo considerando as menores escalas turbulentas, estas são sempre muito maiores que as escalas moleculares.

Escoamentos turbulentos são, de fato, escoamentos, e não são propriedades dos fluidos. A maior parte da dinâmica de turbulência se repete para diversos fluidos à medida que se eleva o número de *Reynolds*. As características determinativas do escoamento turbulento são relacionadas às propriedades do fluido, mas são significativamente mais influenciadas pelas do próprio escoamento. Tome-se como exemplo a viscosidade turbulenta (*eddy viscosity*) que é algumas ordens de grandeza superior à viscosidade cinemática do fluido.

As variáveis utilizadas para se quantificar as propriedades de um escoamento turbulento são baseadas, fundamentalmente, em valores médios e flutuações em torno destas médias. Para o caso da velocidade, por exemplo, calculam-se outras variáveis, tais como a função de auto-correlação espacial, a escala integral de comprimento, as microescalas de *Taylor* e *Kolmogorov*, e a taxa de dissipação de energia. Estas variáveis e suas aplicações são descritas a seguir.

A função de auto-correlação espacial (R_x) quantifica a influência das alterações de velocidade em uma posição do escoamento sobre outra distinta. Esta variável indica, portanto, qual é a relação que os valores de velocidade em dois pontos distintos do escoamento mantêm entre si. Ela é definida como a razão entre o produto das velocidades médias observadas em dois pontos distintos pelo produto das médias quadráticas das respectivas flutuações de velocidade, conforme descreve a equação a seguir:

$$R_x = \frac{U_x U_0}{u'_x u'_0} \quad (2.1)$$

em que U_0 é a velocidade na posição de referência, U_x é a velocidade à distância x da posição de referência, e u'_0 e u'_x são as médias quadráticas das flutuações destas velocidades. O valor da função de auto-correlação tende a zero quando a distância entre os pontos de análise tende ao infinito, indicando que há pouca influência do escoamento em dois pontos infinitamente distantes. Situação oposta quando a distância entre os dois pontos tende a zero. Avaliada no interior do cilindro, esta função pode ser empregada para se analisar o escoamento anterior e posteriormente à válvula de admissão, por exemplo.

Em escoamentos turbulentos, ocorre o fenômeno denominado cascata dissipativa. Este fenômeno consiste do decaimento de uma estrutura do escoamento em outras

progressivamente menores, até que a menor delas tenha sua energia cinética completamente dissipada na forma de calor. Com base em medições de velocidade realizadas simultaneamente em pontos distintos do escoamento, podem-se estimar a dimensão média e mínima das estruturas que compõem a cascata dissipativa, além de variáveis características do tempo de vida dessas estruturas.

A escala integral de comprimento (l) quantifica o tamanho médio das estruturas turbulentas do escoamento. Ela é igual à distância média que as estruturas percorrem antes de se dissiparem, e é calculada pela integração da função de auto-correlação ao longo de todo o espaço analisado, de acordo com a equação a seguir:

$$l = \int_0^{\infty} R_x dx \quad (2.2)$$

A micro-escala de *Taylor* (λ) estima a distância entre as menores estruturas turbulentas do escoamento, que têm função puramente dissipativa de energia. Esta variável está relacionada à intensidade dissipativa do escoamento. A micro-escala de *Taylor* é calculada por:

$$\lambda = - \frac{2}{\frac{\partial^2 R_x}{\partial x^2}} \quad (2.3)$$

Taxa de dissipação de energia (ε) estima em que intensidade ocorre o decaimento energético do escoamento pela ação da turbulência em um determinado ponto. A taxa de dissipação de energia é calculada por:

$$\varepsilon = \nu \left(\frac{\partial u'}{\partial x} \frac{\partial u'}{\partial y} \right) \quad (2.4)$$

em u' é a média quadrática das flutuações no ponto x na direção x , e ν é a viscosidade cinemática do fluido. Dentre as variáveis mencionadas até então, está é a única que faz uso de uma propriedade exclusivamente relacionada ao fluido, a viscosidade cinemática.

A escala de *Kolmogorov* (η) estima o tamanho das menores estruturas turbulentas do escoamento, que têm função puramente dissipativa de energia. A partir de uma determinada dimensão das estruturas da cascata dissipativa, não é mais possível promover seu decaimento em estruturas ainda menores. Por isso, afirma-se que estas estruturas têm função puramente dissipativa, na medida em que toda a energia cinética ainda contida naquela estrutura se dissipa em calor. A escala de *Kolmogorov* é dada por:

$$\eta = \left(\frac{v^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} \quad (2.5)$$

Conforme mencionado anteriormente, o estudo da turbulência requer o uso de ferramentas probabilísticas, em oposição às determinísticas, empregadas em escoamentos laminares. Ainda assim, podem ser feitas correlações entre as características de escoamentos turbulentos e laminares. Isto é prática comum quando se estuda o escoamento em dutos, especialmente no que diz respeito à camada limite.

Em escoamentos reativos, é freqüente o uso de relações empíricas para se quantificarem grandezas turbulentas em função de variáveis laminares conhecidas. Este é o caso da velocidade absoluta de chama turbulenta (u_t), que é função da velocidade de chama laminar (u_l) e da média quadrática das flutuações de velocidade (u'). A velocidade de chama turbulenta é dada por:

$$u_t = a \cdot u_l - b \cdot u' \quad (2.6)$$

em que a e b são coeficientes determinados empiricamente.

Os métodos de cálculo de médias de flutuações são sujeitos à avaliação de aplicabilidade por parte do experimentalista. Este problema se estende a qualquer escoamento turbulento em regime não estacionário.

Em oposição às laminares, chamas turbulentas são caracterizadas por ruído e flutuações intensas das fronteiras. Dentro de certos limites, é possível determinar a velocidade da chama laminar independentemente da montagem experimental. Não é possível determinar

a velocidade de chama turbulenta da mesma maneira, com base apenas em propriedades tais como a razão de equivalência, viscosidade cinemática ou a difusividade. Para a chama turbulenta, as propriedades de transporte são funções do escoamento e não do fluido. O valor da difusividade térmica em um escoamento turbulento, por exemplo, pode ser 100 vezes maior que aquela do escoamento laminar. Desta forma, as definições do escoamento laminar não se aplicam diretamente aos escoamentos turbulentos.

Comparativamente às chamas laminares, as chamas turbulentas possuem as seguintes características:

- ✓ alta complexidade da superfície da chama, sendo, inclusive, muito difícil a localização de suas regiões;
- ✓ velocidade de chama muito superior em decorrência da melhoria das propriedades de transporte;
- ✓ em queimadores, considerando-se as mesmas vazão mássica e razão de equivalência, a altura da chama é muito inferior;
- ✓ zona de reação mais espessa, em decorrência das deformações e distorções provocadas pelo escoamento.

De maneira simplificada, conforme ilustra a Figura 2.1, pode-se afirmar que as grandes escalas turbulentas enrugam a frente de chama laminar, sem causar grandes alterações em

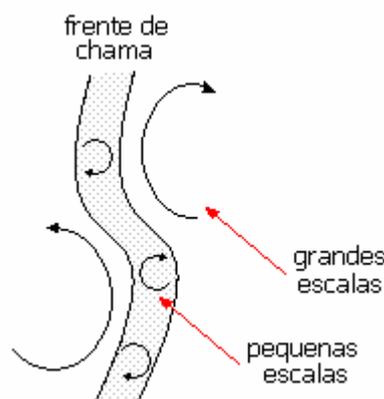


Figura 2.1 – Deformação da frente de chama pela ação da turbulência em diferentes escalas

sua estrutura interna. Por outro lado, as pequenas escalas alteram as propriedades de transporte internamente à chama, sem contudo enrugar a frente de chama (Kuo, 1986).

Considerando três estágios de turbulência, fraca, intermediária e intensa, observa-se que:

- ✓ quando fraca, ou seja, u' é pequena comparativamente a \bar{U} , a turbulência simplesmente enruga a frente de chama;
- ✓ quando intermediária, ela passa a distorcer a frente de chama;
- ✓ turbulência forte promove a diluição local e o pré-aquecimento dos centros iniciais de deflagração da chama, fazendo com que se formem misturas homogêneas.

As equações para escoamentos laminares são as mesmas para os escoamentos turbulentos, exceto que, neste caso, acrescentam-se tensões aparentes, tais como a viscosidade turbulenta (*eddy viscosity*). Ademais, na medida em que estas tensões aparentes são muito superiores aos termos viscosos presentes na análise laminar, estes últimos são omitidos da análise, sem que se incorra em erros significativos (Hinze, 1959).

Nos escoamentos turbulentos, as taxas de transferência de calor e de mistura são várias vezes maiores que aquelas relativas a difusão molecular. Esta difusão turbulenta resulta das flutuações locais na velocidade, que levam a taxas mais elevadas de transferência de momento, calor e massa, essenciais para a operação satisfatória dos motores.

Em termos gerais, existem diversas escalas do escoamento turbulento, sendo que as maiores têm a dimensão das fronteiras físicas do escoamento e as menores têm ação puramente dissipativa. Além das escalas de turbulência, a intensidade de turbulência quantifica a violência das estruturas turbulentas no escoamento médio. Por meio deste fator, é possível quantificar a representatividade da turbulência sobre a configuração do escoamento. No caso dos motores, as maiores escalas têm a dimensão do volume interno do cilindro e a dissipação ocorre, principalmente, em função do movimento ascendente do pistão.

2.2 PROCESSOS DE FLUXO NO CILINDRO

Um dos maiores desafios no projeto de sistemas de admissão é conciliar o ajuste do tempo de abertura das válvulas à dinâmica do escoamento no coletor de admissão e ao movimento do pistão, de forma a maximizar o enchimento do cilindro. Estas variáveis influenciam fortemente o fluxo de admissão. Já no interior do cilindro, a natureza do comportamento fluido-dinâmico da mistura ar-combustível é responsável pela proporcionalidade entre a velocidade de chama e a rotação. Na medida em que o tempo disponível para ocorrer a queima diminui com a elevação da rotação, devem-se obter velocidades de chama também proporcionalmente mais elevadas.

A potência em um motor (\dot{W}) a uma determinada rotação (N) é proporcional à vazão mássica de ar. Isto indica que o objetivo principal do sistema de admissão é fazer com que a maior massa de ar possível adentre o cilindro. A relação entre a potência e a rotação é dada por:

$$\dot{W} = \eta_f m_c N Q_{HF} \quad (2.7)$$

em que \dot{W} é a potência indicada, η_f é a eficiência termodinâmica do motor, m_c é a massa de combustível admitida no cilindro, N é a rotação do motor, Q_{HF} é a entalpia do combustível. A eficiência volumétrica, que é a razão entre a massa de ar admitida no processo real e aquela equivalente ao volume deslocado pelo pistão em condições normais de temperatura e pressão, quantifica a qualidade do processo de limpeza e enchimento do cilindro.

Já no interior do cilindro, todo o condicionamento da mistura ar-combustível para a ignição, que envolve o aquecimento, a evaporação do combustível e a obtenção de um grau adequado de mistura, é afetado pela estrutura do escoamento.

A velocidade do escoamento turbulento em regime não estacionário no interior do cilindro se altera por duas razões: movimento periódico do pistão e válvulas, e turbulência inerente ao escoamento. Durante a admissão, a velocidade do escoamento é alta, mas sofre forte queda com o fechamento da válvula de admissão, próximo ao PMI. A velocidade do

escoamento durante a compressão é mais baixa, mas quando o pistão se aproxima do PMS, ela passa por uma nova elevação, até quando se deflagra a combustão com a liberação da centelha. (Gosman, 1986).

2.2.1 Admissão

As configurações do coletor de admissão, da válvula e de sua sede têm grande influência sobre a turbulência gerada e sobre a quantidade de massa admitida no cilindro. Os três principais tipos de arranjo de coletor, válvula e sede são o axissimétrico, empregado fundamentalmente em motores de competição; helicoidal, cuja aplicação é restrita em função dos custos elevados; e o tangencial. Este último é empregado em veículos de passeio, e consiste de um coletor com seção transversal interna circular com um ângulo à entrada do cilindro de cerca de 30°. Além disso, posicionamento deslocado do centro da válvula induz à formação intensa de *swirl*, o movimento de rotação da massa de ar-combustível cujo eixo de rotação é paralelo ao eixo do cilindro.

Coletores de admissão são compostos por uma câmara de equalização e ramificações conectadas a cada um dos cilindros. Em motores modernos de 4 ou 6 cilindros, a câmara de equalização possui dimensões reduzidas. As dimensões do coletor (geometria e diâmetro médio da seção transversal, volume da câmara de equalização, comprimento das ramificações) são determinadas em função das características gerais de operação do motor. O comprimento das ramificações, por exemplo, deve ser longo o suficiente para promover a maior transferência de calor possível para o combustível, sem, contudo, promover perda de carga excessiva que impeça o transporte de gotas maiores aderidas às paredes e eleve sua viscosidade dinâmica (μ).

O processo de admissão se dá de maneira pulsante, de acordo com a ordem de abertura das válvulas dos diversos cilindros. O fenômeno de fluxo reverso (*backflow*) ocorre no início da admissão e da compressão, quando a pressão no interior do cilindro é ligeiramente superior àquela do coletor de admissão. Nesta situação, a vazão pela válvula é inferior àquela disponibilizada pela borboleta, fazendo com que a mistura ar-combustível divirja para outras ramificações do coletor. Associado ao cruzamento de válvulas e às ondas de pressão formadas no sistema de exaustão, o fluxo reverso pode provocar instabilidades no funcionamento do motor pela propagação destas ondas para o sistema de admissão.

Para contornar essa associação de fenômenos, alguns motores modernos não utilizam cruzamento de válvulas e possuem geometrias variáveis de coletores de admissão (Heywood, 1988).

Em alguns sistemas convencionais de admissão, o combustível, ainda na fase líquida, se mistura ao ar. Um jato líquido se dispersa em gotículas, que se misturam ao ar e se depositam nas paredes dos componentes do sistema de injeção. O fluxo nas paredes pode ser significativo, e por isso a velocidade do escoamento no coletor de admissão deve ser mantida em níveis elevados o suficiente para conduzir o combustível que se aderiu às paredes. O transporte do combustível na forma de vapor, gotículas e líquido é, de fato, muito complexo. Os sistemas de injeção eletrônica convencionais borrifam o combustível sobre a válvula de admissão, desta forma facilitando a vaporização do combustível e resfriando a válvula para se reduzir a ocorrência de pontos quentes no cilindro, e a detonação.

No início da admissão, a mistura ar-combustível adentra o cilindro na forma de um jato cônico cujo ângulo é função da geometria da sede da válvula. Este jato incide sobre as paredes do pistão e do cilindro, formando vórtices toroidais interno e externo. A Figura 2.2

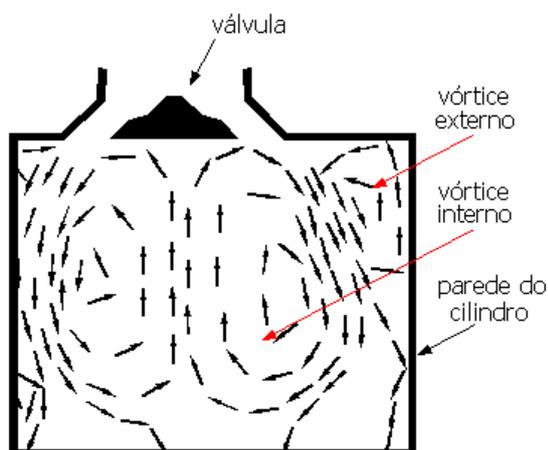


Figura 2.2 – Vista em corte do escoamento durante a admissão (modificado¹ – Morse *et al.*, 1980)

¹ Os gráficos de resultados dos experimentos de outros autores citados tiveram sua formatação modificada para se adequar ao estilo de gráfico adotado neste trabalho, e foram assim identificados com o texto “modificado”.

ilustra o vórtice externo, que se forma em uma região reduzida, entre a válvula de admissão e a porção superior da câmara de combustão. O vórtice interno, por sua vez, se estende por todo o cilindro, e se alonga à medida que o pistão desce.

É neste jato cônico que se encontram as estruturas turbulentas responsáveis pela maior parte da turbulência gerada durante a admissão. Estas possuem dimensões comparáveis à espessura do jato.

A velocidade do escoamento se eleva rapidamente no início da admissão, quando a válvula se abre. O pleno desenvolvimento do escoamento, quando se observam os maiores valores de velocidade, ocorre próximo à metade da etapa de admissão. Após este ponto, observa-se um forte decréscimo na velocidade ao longo de todo o volume do cilindro em função da redução do fluxo de admissão, das tensões cisalhantes turbulentas e da desaceleração do pistão. Nesta porção final da admissão observa-se também o desaparecimento do vórtice externo.

No plano diametral, as observações de Morse *et al.* (1980), feitas em um modelo de cilindro transparente sem compressão, apontaram para a formação de estruturas de *swirl* de direções opostas e compartilhando toda a seção transversal. Isto é atribuído ao deslocamento da válvula em relação ao centro do cilindro. Em consequência, na ausência de uma única estrutura de *swirl*, as características do escoamento ao longo da admissão não prevalecem muito além da própria admissão. Estas observações são ilustradas na Figura 2.3.

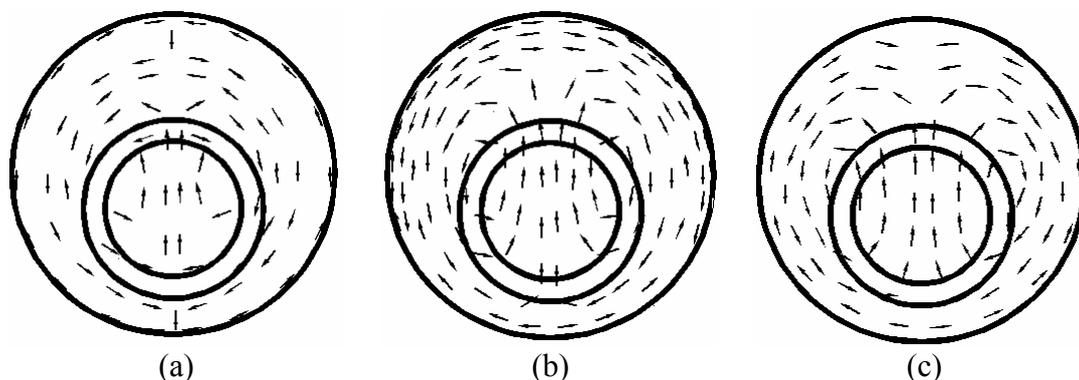


Figura 2.3 – cortes transversais do escoamento a $\frac{1}{5}$ do curso do pistão (a), a $\frac{2}{5}$ do curso (b) e a $\frac{3}{5}$ do curso (c) (modificado – Gosman, 1986)

A parte (a) da Figura 2.3 ilustra o início da formação das estruturas primárias de *swirl* no início da admissão. Na parte (b) já se observam estruturas bem desenvolvidas, com especial destaque para seus sentidos de rotação contrários. Na região externa a essas estruturas, nas proximidades das paredes do cilindro, o sentido de rotação do escoamento é também contrário ao das duas estruturas internas. Nas partes (b) e (c), observa-se a formação de vórtices de menor intensidade mais tarde na admissão. Estes vórtices tendem a colapsar antes do PMI, fazendo com que as estruturas primárias cresçam e ocupem toda a extensão do cilindro.

Associando-se as informações da Figura 2.2 e da Figura 2.3, conclui-se que os eixos de rotação das maiores estruturas do escoamento não são nem paralelos nem perpendiculares ao eixo do cilindro, mas inclinados com relação a ele. Estas estruturas sofrem forte ação dissipativa e não se prolongam muito além do final da admissão.

A maior fonte de turbulência no processo de admissão ocorre nas fronteiras do jato e nas paredes do cilindro com as quais ele se choca. A produção de turbulência é função dos gradientes de velocidade, que são os mais intensos nessas regiões. Além disso, em consequência da existência de estruturas do escoamento de diversas escalas, a turbulência é fortemente não homogênea durante a admissão. Devido ao grande crescimento da velocidade na admissão, ocorre, também, grande elevação na energia de turbulência, com um máximo próximo a 60°, após os quais tem início um decaimento, acompanhando a velocidade média, e se torna mais homogênea devido à forte dissipação.

A Figura 2.4 é o resultado da integração ao longo do volume do cilindro dos diversos termos da equação de transporte relativa à energia cinética de turbulência (k) (Ahmadi-Befrui *et al.*, 1982). A energia de turbulência é dominada pela geração, primeiramente por tensão normal, e posteriormente por cisalhamento, e por dissipação, com uma quantidade pequena em decorrência do fluxo de entrada. Além disso, a Figura 2.4 ilustra que a geração domina até cerca de 60°, como indicado na curva intitulada Variação da Energia (integral do termo $\partial(\rho k)/\partial t$), após os quais existe um balanço aproximado entre produção e dissipação, o que acarreta em um nível praticamente constante de turbulência (mas com variações locais substanciais). A turbulência gerada no início da admissão é anisotrópica, mas com a diminuição do movimento de maior efeito dissipativo, existe uma tendência à

isotropia.

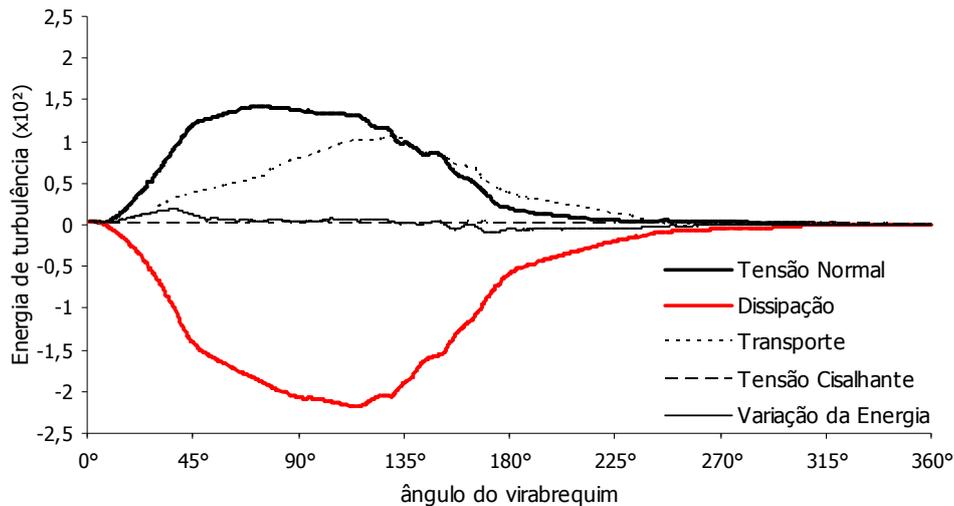


Figura 2.4 – Termos de energia cinética de turbulência (modificado – Ahmadi-Befrui *et al.*, 1982)

Os termos de maior destaque na análise da energia de turbulência são a tensão normal, o transporte e a dissipação.

Em suma, o fluxo de admissão, que tem a forma inicial de um jato cônico que interage com as paredes do cilindro e do pistão, cria estruturas de grande escala no interior do cilindro. Estas estruturas tornam-se instáveis ao final da admissão e início da compressão.

Já nesta etapa, podem-se fazer inferências acerca dos efeitos da turboalimentação sobre a preparação da mistura e sobre a sua dinâmica no interior do cilindro. As características do escoamento apresentadas até este ponto são suscetíveis à pressão e temperatura da mistura ar-combustível. A vaporização do combustível, por exemplo, é sensivelmente favorecida no caso da elevação da temperatura do ar. A pressão do escoamento, por sua vez, tornará muito mais intensa a geração de turbulência por ação das tensões normais do escoamento.

2.2.2 Compressão

A compressão é marcada por perdas energéticas decorrentes da forte dissipação nas paredes do cilindro e entre as camadas do próprio escoamento. Durante a compressão, a estrutura principal dos vórtices se mantém com pouca intensidade e, embora não se dissipe por completo de pronto, continua a decair. Na ausência de novas fontes de energia, a

turbulência vai se dissipando, tornando-se, ao final da compressão, basicamente isotrópica.

A Figura 2.5 expressa os resultados do trabalho de Ahmadi-Befrui *et al.* (1982) para o final da compressão. A dissipação tem caráter determinativo da energia de turbulência durante a compressão e os níveis de geração decaem à medida que o pistão se aproxima do PMS.

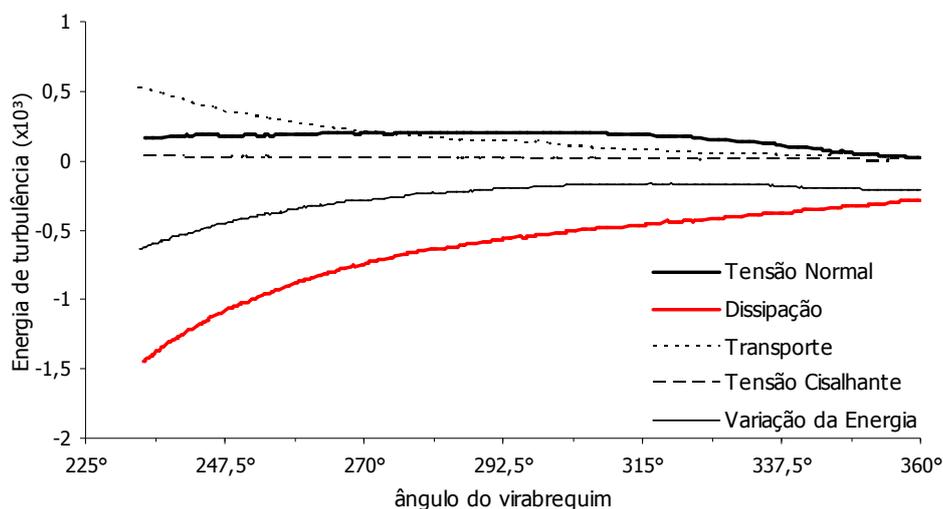


Figura 2.5 – Termos de energia cinética de turbulência (225° a 360°) (modificado – Ahmadi-Befrui *et al.*, 1982)

A taxa de decaimento da energia cinética de turbulência é muito inferior àquela observada durante a admissão e a distribuição ao longo do cilindro se torna mais homogênea. Esta homogeneização é atribuída à convecção e à difusão. A turbulência é, então, mantida parcialmente por tensões normais, embora ocorra dissipação líquida intensa. Estas tensões decorrem, principalmente, do movimento ascendente do pistão.

A distribuição das escalas de comprimento tendem a se conformar à geometria do cilindro. As escalas de comprimento crescem, em um primeiro instante, e diminuem à medida que o pistão se aproxima do PMS. Próximo ao final da compressão, o escoamento tende a se conformar ao movimento rotacional de corpo sólido.

A turbulência é sustentada particularmente pelas tensões de compressão e cisalhamento, embora ocorra dissipação. Estas tensões são basicamente uniformes, com exceção das paredes do cilindro, e surgem principalmente em função do movimento do pistão, embora ainda reste algum movimento residual advindo da admissão.

2.3 COMBUSTÃO

Chamas pré-misturadas ocorrem com menor frequência em sistemas de combustão e, portanto, têm recebido menos atenção que chamas de difusão. Em geral, a maioria dos trabalhos a respeito de chamas pré-misturadas podem ser caracterizados por uma reação global de etapa única. Neste caso, as taxas da cinética química são fortemente dependentes da temperatura. Em chamas laminares pré-misturadas, a propagação da chama requer condução térmica e difusão de radicais da região queimada para a não queimada. Em chamas turbulentas pré-misturadas, estes processos moleculares são intensificados por processos de mistura turbulenta e pela distorção das camadas da chama, levando ao aumento da área de contato entre os gases queimados e não queimados. O resultado é que a taxa de consumo de massa é sensivelmente incrementada pela turbulência e a taxa média de liberação de calor sofre maior influência da turbulência do que da própria cinética química (Kuo, 1986). Desta forma, combustão turbulenta pré-misturada pode ser considerada, fundamentalmente, um problema de mecânica dos fluidos, com exceção dos processos de ignição e extinção.

A potência do motor, sua eficiência e os níveis de emissões dependem da combustão da mistura ar-combustível no interior do cilindro. Em motores do ciclo Otto convencionais, o combustível e o ar são misturados e comprimidos no cilindro. Em condições normais, a combustão se inicia com a liberação da centelha pela vela próximo ao final da compressão. A chama turbulenta, então, se propaga pela mistura até atingir as paredes do cilindro, quando se extingue. Próximo ao PMS, a chama já cobre uma área equivalente a $2/3$ do diâmetro do cilindro, e atinge as paredes mais distantes da vela cerca de 15° depois (Rassweiler *et al.*, 1983).

O início da combustão é cuidadosamente determinado de forma a se obterem máximos torque e potência. Qualquer desvio do ângulo ótimo de liberação da centelha provoca a redução do desempenho do motor. A duração do desenvolvimento da chama e sua propagação é de aproximadamente 30° a 90° . A combustão, que se inicia antes do PMS, continua ao longo do início da expansão e atinge rapidamente a pressão máxima.

Nos motores de combustão interna, a combustão é um processo extremamente rápido de liberação de energia a partir dos reagentes. A queima é confinada à câmara de combustão,

que é o volume livre entre o topo do pistão e as paredes internas do cabeçote. À medida em que o processo de queima tem efeito, a geração de calor e espécies ativas aceleram a reação química, que é o resultado da forte interação dos processos de difusão de massa, transferência de calor e escoamento. A reação tem o seu auge, verificado por meio de um pico na taxa de liberação de calor, e vai decaindo à medida que o pistão se move em direção ao PMI.

A classificação das chamas é feita com base em três critérios: a composição dos reagentes antes do início da queima, a configuração do escoamento na zona de reação e a sua estabilidade. Com relação ao primeiro critério, as chamas podem ser pré-misturadas, como no caso de motores do ciclo Otto, em que combustível e comburente são misturados anteriormente à liberação da centelha (isto é válido para motores carburados, com injeção eletrônica ou com injeção direta), ou difusivas, como em fogões a gás, em que o combustível é injetado ao ar. Com relação ao segundo critério, a chama pode ser laminar, que é caracterizada pela boa definição da frente de chama e ocorre a baixos números de *Reynolds*, ou turbulenta, que é a situação oposta, e ocorre com maior frequência. O terceiro critério diz respeito à estabilidade do escoamento. Um critério adicional está relacionado à fase do combustível no início da queima. Desta forma, em motores do ciclo Otto, a chama é pré-misturada, turbulenta e instável, com combustível vaporizado.

A reação ideal de oxidação de um hidrocarboneto produz apenas CO_2 e água. Considerando-se a reação completa da gasolina (C_7H_{15} – composição média) com o ar, além do CO_2 e da água, obtém-se o N_2 . No entanto, uma vez que esta reação não ocorre em uma única etapa e, considerando-se as irreversibilidades inerentes às reações, surgem outros compostos intermediários dentre os produtos. Cada um destes compostos intermediários está associado a um tipo de irreversibilidade do processo. A Figura 2.6 ilustra a relação da formação de diversos destes compostos intermediários em função da razão de equivalência da mistura ar-combustível².

² Neste trabalho, a razão de equivalência refere-se ao quociente entre a razão ar-combustível estequiométrica e a razão real.

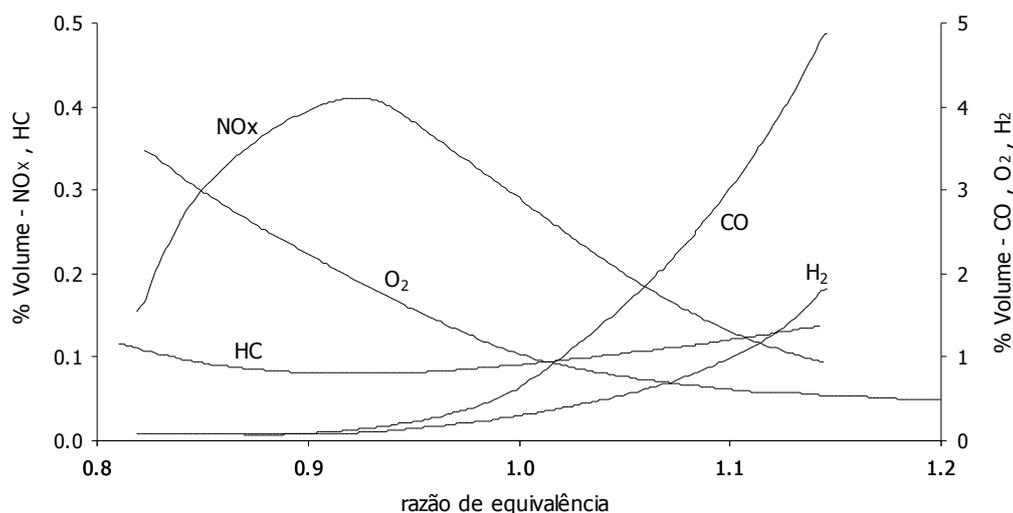
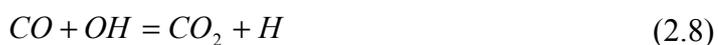


Figura 2.6 – Curvas de formação de poluentes em função da razão de equivalência (modificado – Turns, 2000)

A expressão dos níveis de formação destes compostos é feita em partes por milhão (ppm), em percentual de volume, ou ainda a razão entre uma destas e a potência do motor. Esta última alternativa indica o conteúdo poluente por unidade de potência produzida. A utilização de valores normalizados de emissões é de particular importância para a comparação de motores de potências diferentes.

A formação de CO é mais intensa em misturas ricas, conforme ilustra a Figura 2.6, nas quais a quantidade de combustível queimado parcialmente é maior. Mesmo em misturas pobres, em que há maior disponibilidade de oxigênio, ocorre a formação de CO, mas em menor intensidade. A principal reação de oxidação do CO na combustão de um hidrocarboneto na presença de ar é (Heywood, 1988)



A oxidação do CO ocorre de maneira muito semelhante até próximo ao final da combustão. Após esse período, a fração molar do CO se mantém praticamente constante, e muito mais elevada que os valores obtidos pela hipótese do equilíbrio químico (Newhall, 1968).

A formação de hidrocarbonetos não queimados (HC) decorre do acúmulo de combustível na câmara de combustão e da interrupção da reação nas paredes frias do cilindro e frestas. Estes acúmulos ocorrem nos intervalos entre pistão e cilindro, nos anéis do pistão e nas

sedes das válvulas, além dos filmes de combustível não queimado que se formam nas paredes internas do cilindro ou que se misturam ao óleo lubrificante. Dentre estas causas, a que tem maior destaque é o acúmulo nas frestas do cilindro. Por meio de simulações tridimensionais com reação, Choi *et al.* (2001) estimaram que 2,9% do combustível não é queimado durante a combustão e que, deste percentual, 66,9% encontrava-se nas frestas do pistão, 16,7%, nas frestas da junta do cabeçote e 16,4% nas frestas da válvula e nas paredes do cilindro. O nível de emissão de HC constitui-se em um bom indicador do processo de combustão, na medida em que provê a informação do nível de inibição da queima decorrente das condições internas ao cilindro.

As emissões de NO_x constituem uma associação da formação do NO e do NO₂. Estes componentes são formados segundo reações distintas, mas são denominados NO_x por simplicidade. A gasolina contém níveis desprezíveis de nitrogênio e a maior fonte deste é o ar atmosférico. As reações de formação do NO_x, denominadas mecanismo de Zeldovich, possuem valores elevados de energia de ativação e são, portanto, muito dependentes da temperatura (Heywood, 1988).



Valores elevados de temperatura no interior da câmara de combustão levam à elevação dos níveis de NO_x. Estes valores mais elevados de temperatura são atingidos, normalmente, em misturas pobres, em consistência com o que se apresentou na Figura 2.6.

3 ESTADO DA ARTE

A necessidade de se reduzirem os custos e o tempo de desenvolvimento de produtos impôs novas exigências à indústria e aos institutos de pesquisa a ela associados. As condições de desenvolvimento, seja em trabalhos computacionais ou experimentais, passaram a requerer metodologias com 3 requisitos fundamentais: forte aplicabilidade, replicabilidade e flexibilidade. No que tange à aplicabilidade, é necessário que as condições de experimentação correspondam, tão próximo quanto possível, às condições reais de emprego do sistema. No que diz respeito à replicabilidade, as condições de experimentação devem ser passíveis de reprodução em diferentes instituições simultaneamente. Isto possibilita o desenvolvimento de diferentes componentes de um mesmo sistema, simultaneamente por diferentes equipes, para uma posterior composição do sistema completo. No que diz respeito à flexibilidade, os sistemas experimentais devem possibilitar o ajuste das condições de ensaio às demandas por resultados sem que sejam necessárias grandes modificações. No caso de veículos automotores, estas três características são fundamentais, uma vez que o desenvolvimento de produtos ocorre em diversos países, tanto para concepção quanto para adaptação aos requisitos do mercado consumidor (legislação, estradas, perfil de condução etc.).

O estudo do escoamento em motores de combustão interna tem sido alvo de investigações tanto experimentais quanto numéricas. No âmbito experimental, têm-se feito análises tomográficas de chama, velocimetria por imagem para análises espaciais, velocimetria a laser – LDV e anemometria de fio quente. No âmbito numérico, os códigos mais avançados englobam a capacidade de simulação de fronteiras móveis por meio de malhas adaptativas, escoamentos compressíveis e turbulentos em ambientes reativos por meio do acoplamento de CFD e simulações de cinética química etc. Em consequência, ou talvez ainda como causa, observou-se uma grande evolução tecnológica dos motores em um curto espaço de tempo. A exemplo disso citam-se as geometrias adaptativas de coletores e cames, sistemas de injeção direta, veículos multi-combustível etc.

No estudo do escoamento em motores de combustão interna, comparações entre resultados numéricos e experimentais são difíceis devido às diferenças em algumas definições empregadas: escoamentos computacionais são definidos em termos de características

médias gerais, enquanto que escoamentos experimentais permitem a análise individual em um único ciclo. Em consequência, a comparação entre trabalhos computacionais e experimentais limitam-se, com boa concordância, aos valores médios.

As técnicas experimentais classificam-se em intrusivas e não-intrusivas. Embora o conceito não seja preciso, técnicas intrusivas são aquelas cujo elemento sensor interfira sobre o mensurando de maneira significativa. Técnicas não-intrusivas são aquelas que promovem interferência insignificante sobre o mensurando. A imprecisão da classificação consiste do fato de a maior parte das técnicas não-intrusivas requererem a contaminação do escoamento com micropartículas sólidas, ocorrendo, portanto, interferência prévia à medição. A Tabela 3.1 enumera alguns exemplos de técnicas aplicadas a escoamentos.

Tabela 3.1 – Técnicas intrusivas e não-intrusivas de medição aplicadas a escoamentos

Técnicas Intrusivas	Técnicas não-intrusivas
tubo de <i>Pitot</i>	velocimetria a laser
anemometria de fio quente	quimiluminescência
termopar	fluorescência induzida a laser

A velocimetria a laser – LDV requer uma série de modificações significativas para a realização de medições. O acesso óptico do laser ao escoamento no motor é feito, normalmente, por meio de janelas de quartzo ou safira. O escoamento deve ser contaminado com micropartículas de material inerte, de forma a sensibilizar a região sensível do laser. Comparativamente a anemômetros de fio quente, sistemas LDV são, pelo menos, uma ordem de grandeza mais caros, além de serem inadequados ao estudo de escoamentos de camada limite. Por outro lado, as medições com LDV são insensíveis a outras variáveis do escoamento que não a velocidade, e possuem sensibilidade direcional.

3.1 TRABALHOS EXPERIMENTAIS

O anemômetro de fio quente foi um dos primeiros instrumentos empregados no estudo da dinâmica da mistura ar-combustível em motores de combustão interna. Com uma sonda triaxial, Lancaster (1976 a) estudou as variáveis de influência sobre a turbulência no interior de um motor CFR. Para a correção do sinal de velocidade com respeito às

variações de pressão e temperatura, foi utilizada a metodologia proposta por Davies *et al.* (1966), em que se estudou a transferência de calor por convecção de fios longos aquecidos. As medições foram feitas para diversas geometrias de pistão e válvulas com o intuito de se analisar a influência de cada um destes componentes sobre a turbulência ao longo da admissão e compressão. Os dados foram analisados em termos de médias amostral e temporal e flutuações estacionárias e não estacionárias. Flutuações estacionárias são iguais à diferença entre o sinal real e uma média de um intervalo de 45° . Flutuações não estacionárias são definidas em dois termos cuja soma é igual à diferença entre o sinal real e uma média amostral. Considerando a análise de média temporal e estacionária, a velocidade instantânea U em um determinado ângulo θ do virabrequim no ciclo i é dada por:

$$U(\theta, i) = \bar{U}_\Delta(\theta) + u_E(\theta, i) \quad (3.1)$$

Nessa relação \bar{U}_Δ é a média estacionária da velocidade na janela Δ , definida entre $\theta - 45^\circ/2$ e $\theta + 45^\circ/2$; e u_E é a flutuação instantânea de U em torno de \bar{U}_Δ .

Considerando a análise de média amostral e não-estacionária, a velocidade instantânea U em um determinado ângulo θ do virabrequim no ciclo i é dada por

$$U(\theta, i) = \bar{U}(\theta) + u(\theta, i) \quad (3.2)$$

Nessa relação, \bar{U} é a média amostral da velocidade no ângulo θ do virabrequim, e u é a flutuação instantânea de U em torno de \bar{U} no ângulo θ do virabrequim no ciclo i .

Lancaster (1976 a) considerou que a definição da turbulência segundo a média amostral não estacionária possibilita uma maneira consistente e fisicamente significativa de análise da turbulência no interior de motores de combustão interna. Ademais, o autor verificou que a turbulência ao final da compressão é predominantemente isotrópica e determinada pelo fluxo de admissão para a geometria estudada.

Utilizando junta de cabeçote modificada para incorporar fibras ópticas, Philipp *et al.* (1995) obtiveram informações sobre o escoamento e a combustão com boa resolução

espacial sem, contudo, interferir no processo de queima. As fibras ópticas foram acopladas a um sistema tomográfico de câmeras e, por meio de um algoritmo de reconstrução algébrica foi feito o diagnóstico da combustão em um motor de 4 cilindros com 4 válvulas por cilindro. Desta forma, o sistema de medição teve acesso ao interior do cilindro por um método não-intrusivo, com boas resoluções espacial e temporal na fronteira inferior da câmara de combustão, que é uma região crítica para a análise do processo de queima. Além disso, o método mostrou-se sensível o suficiente para se caracterizar a chama desde o seu início.

Philipp *et al.* (1995) realizaram ainda, medições em um motor monocilíndrico com um número menor de fibras, o que acarretou em menor resolução espacial. Neste caso, os resultados mostraram que a chama atinge a região de medição cerca de 5 a 8° após a liberação da centelha. O trabalho mostra que a intensidade de radiação da chama, calculada pela integração do sinal ao longo da seção de medição, acompanha a taxa de liberação de calor, mas tem seu máximo coincidente com o pico de pressão. O sistema foi concebido de forma que se pudessem analisar possíveis anomalias no processo de combustão, tais como a detonação e a auto-ignição.

A técnica empregada por Philipp *et al.* (1995) é um método não intrusivo de tomografia cuja fonte luminosa é o próprio fluido a ser estudado. Por depender da energia luminosa liberada na combustão, a técnica só se aplica ao instante do ciclo em que a liberação ocorre. A aplicação desta técnica tem finalidade distinta da anemometria de fio quente ou da LDV. Por meio das duas últimas, intenta-se o levantamento do campo de velocidades para se fazerem inferências acerca do processo de mistura, por exemplo. A resolução espacial delas é limitada a poucos pontos devido à restrição geométrica. Há, no entanto, formas semelhantes à empregada em tomografia em que se usam juntas especialmente construídas para comportar sistemas de LDV.

Com diferentes configurações de coletor e de válvula de admissão, Urushihara *et al.* (1996) estudaram como estas afetaram a intensidade de *swirl* e *tumble*³, e a intensidade de

³ *swirl* e *tumble* referem-se aos movimentos das grandes estruturas do escoamento no interior do cilindro, cujos eixos de rotação são, respectivamente, paralelo e perpendicular ao eixo do pistão.

estratificação da mistura ar-combustível. Os resultados foram apresentados em forma de fotos obtidas por fluorescência induzida por laser – LIF.

Além da turbulência, a estratificação da mistura ar-combustível é outra maneira de se promover a queima estável de uma mistura pobre. Pode-se induzir a distribuição de mistura rica na vizinhança da vela e pobre na parte inferior da câmara de combustão. O estudo de Urushihara *et al.* (1996) demonstrou que a estrutura de *tumble* é mais eficiente para estratificação da mistura, e que esta estrutura é mais facilmente gerada em motores de quatro válvulas por cilindro. A partir dos resultados obtidos para as diversas configurações de coletor e válvula, os autores concluíram que, para a estratificação da mistura, é necessário que haja uma pequena intensidade de *tumble*, e que o *swirl* em grande intensidade nem sempre favorece a geração de estratificação.

O escoamento no interior da câmara de combustão de motores do ciclo Otto é inerentemente não-estacionário devido aos movimentos do pistão e das válvulas. Este escoamento pode ser dividido em grandes escalas (escoamento médio), que convecta e deforma a chama, e em pequenas escalas (turbulência), que deformam a frente de chama. O escoamento é não-estacionário tanto nas grandes escalas quanto nas pequenas, o que dificulta o emprego de um conceito único de cálculo de turbulência aplicável ao escoamento. O trabalho de Sullivan *et al.* (1999) apresenta uma comparação de três técnicas de cálculo da componente média da velocidade do escoamento: amostral, cíclica por meio de filtros convencionais e transformada *Wavelet*.

Contrariamente às tendências dos estudos experimentais modernos do escoamento no interior do cilindro de motores a combustão interna, Sullivan *et al.* (1999) empregaram um motor de duas válvulas por cilindro com coletor de admissão tangencial. As medições foram feitas por meio de um sistema de LDV em um motor experimental com câmara de combustão tipo L sem cruzamento de válvulas.

Segundo Sullivan *et al.* (1999), o emprego de médias amostrais atribui características artificiais ao escoamento por considerar turbulência e variações ciclo-a-ciclo indistintamente. A análise cíclica por meio da transformada de *Fourier*, que estabelece uma frequência limite para o escoamento médio, depende da definição subjetiva da frequência a partir da qual se considera a turbulência. A transformada *Wavelet* consiste do

cálculo da correlação entre o sinal e uma função base, ora dilatada, ora transladada ao longo do sinal. Obtém-se um escalograma, equivalente ao espectrograma, que fornece informações da frequência das determinadas componentes do sinal em um determinado instante. Segundo o autor, a análise por meio da transformada *Wavelet* possibilitou a identificação de regiões de maior ou menor energia ao longo do tempo. No entanto, esta última análise não foge à necessidade de uma decisão subjetiva quanto ao número de níveis de decomposição do sinal. A escolha de uma metodologia de cálculo da média é definida em função do nível de informações que se pretendem obter a partir das medições e do tipo de análise que será feito em termos de variações ciclo-a-ciclo.

A turbulência nas proximidades da vela é responsável pela estabilidade da queima em todos os regimes de funcionamento do motor. Medições com LDV e a visualização da distribuição de combustível por LIF são as duas técnicas empregadas mais frequentemente no estudo do comportamento da mistura ar-combustível.

Ikeda *et al.* (2000) desenvolveram uma sonda para laser por fibra óptica adaptada ao furo da vela no cabeçote de um motor de produção em série. Foram realizadas medições de velocidade, para as quais se calcularam médias amostrais e flutuações, segundo a relação proposta por Lancaster (1976 a). O sensor foi construído de forma que o foco dos lasers coincidissem com a posição da liberação da centelha. Os resultados das medições, ilustrados na Figura 3.1, serviram, primordialmente, para a comprovação da robustez do sensor e de sua aplicabilidade a motores.

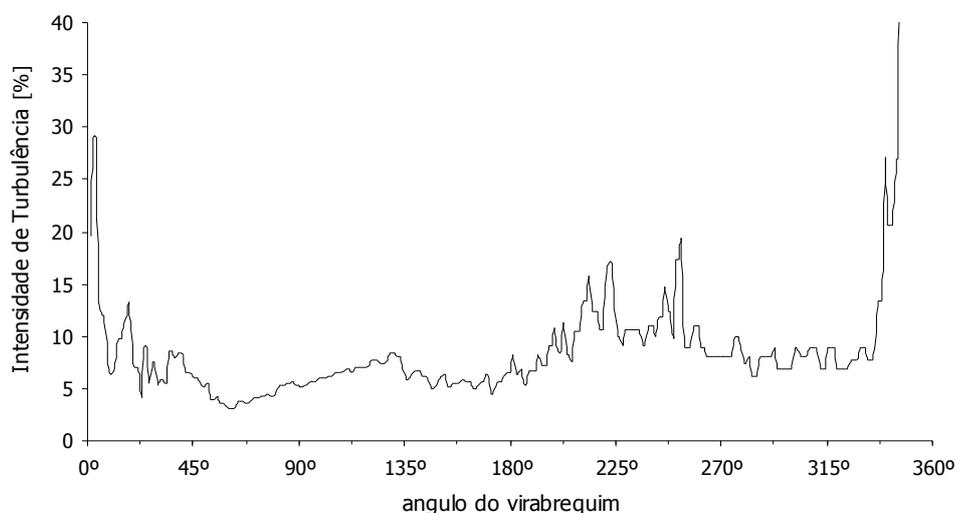


Figura 3.1 – Intensidade de Turbulência medida no interior da câmara de combustão de um motor comercial (modificado – Ikeda *et al.*, 2000)

Posicionada no furo da vela, a sonda detectou as alterações na intensidade de turbulência conseqüentes do início da admissão (0 a 15°), além de um rápida elevação quando o pistão se aproxima do PMS. O valor médio para o sinal de turbulência, excluindo-se os instantes próximos ao PMS, foi de 7,6%.

Chan *et al.* (2000) realizaram medições tridimensionais com um sistema de LDV em um modelo de motor monocilíndrico. Este modelo foi concebido originalmente para análises fotográficas de alta velocidade e, por apresentar acesso óptico de alta qualidade, mostrou-se adequado ao estudo com LDV. As medições foram feitas em 5 planos coplanares ao topo do pistão, separados 2,5 mm entre si, contendo, cada um, 30 pontos. A janela de aquisição foi de 0,72° para cada ponto, ou seja, cada ponto de medição foi, na verdade, uma média do sinal neste intervalo. A taxa de aquisição utilizada foi, portanto, de 1000 pontos por revolução e as médias foram calculadas ao longo de 20 ciclos. Os resultados apontam para a forte influência do sistema de admissão sobre a turbulência no interior do cilindro. O uso de um sistema de válvulas inclinadas induziu à formação de *swirl* e de uma região de recirculação atrás da válvula de admissão durante a admissão. Esta região é chamada vórtice externo. O movimento ascendente do pistão provoca a redução dos valores de velocidade, à medida que este se aproxima do PMS.

Utilizando uma sonda de LDV acoplada ao cabeçote de um motor diesel, Richter (2003) avaliou a intensidade de turbulência em duas geometrias de pistão. Essas geometrias diferenciavam-se pela profundidade e diâmetro das galerias. As medições foram feitas sem combustão e o foco da sonda foi posicionado a $\frac{3}{4}$ do raio do pistão. Conforme ilustra a Figura 3.2, nesta posição, a intensidade de turbulência cresce rapidamente à medida em que o pistão se aproxima do PMS. O pistão B, com galerias maiores, gerou maiores valores de turbulência, ultrapassando os 100%. Isto significa que as flutuações de velocidade atingiram valores mais elevados que a velocidade média do escoamento.

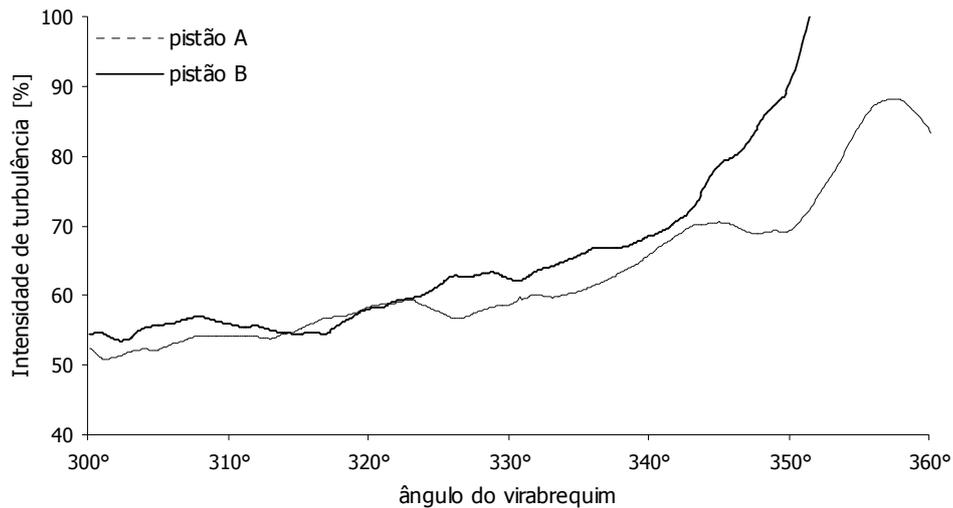


Figura 3.2 – Intensidade de turbulência tangencial no interior da câmara de combustão de um motor diesel a 2250 rpm (modificado – Richter, 2003)

Sodré *et al.* (2003) realizaram medições ao longo de dois coletores de admissão com geometrias distintas em dois valores de rotação. O objetivo do trabalho foi analisar a influência da geometria do coletor sobre a vazão mássica e sobre a pressão dinâmica na tubulação. A Figura 3.3 ilustra as curvas de pressão em função do ângulo do eixo de comando de válvulas para as duas geometrias a 2000 rpm do comando de válvulas. Uma das geometrias possibilitou uma vazão mássica significativamente superior, sobretudo em rotações do comando de válvula superiores a 1600 rpm.

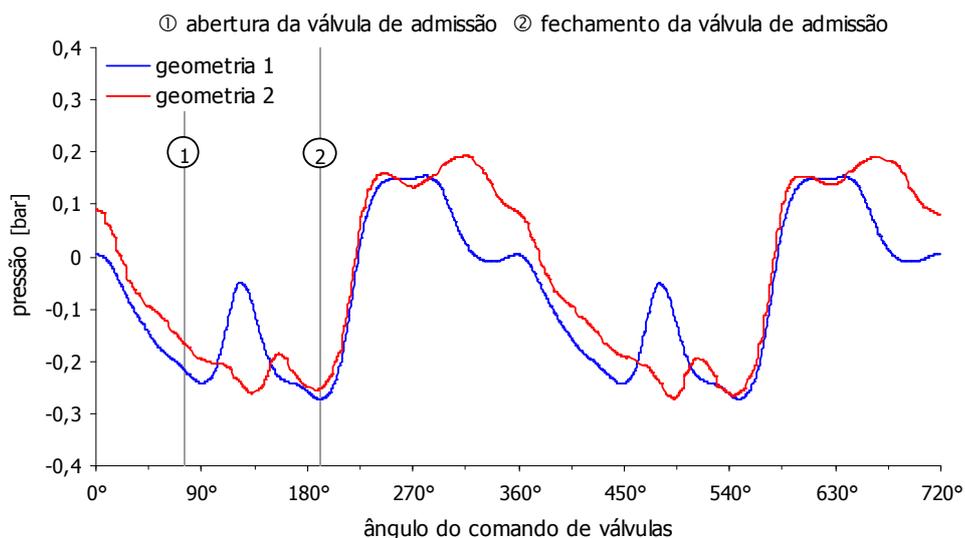


Figura 3.3 – Curvas de pressão obtidas para duas geometrias de coletor de admissão (modificado – Sodré *et al.*, 2003)

Até o fechamento da válvula de admissão, as curvas de pressão são significativamente

distintas. A resposta de ambos os coletores ao fechamento da válvula é bem similar até cerca de 270°, quando se manifestam as diferenças geométricas. Com o fechamento da válvula, ocorre um crescimento intenso da pressão, após o qual se observam pulsos de menor intensidade à medida em que a pressão decresce.

3.2 TRABALHOS NUMÉRICOS

Os trabalhos numéricos de análise do processo de combustão em motores são menos numerosos que os experimentais. As questões inerentes ao processo são tão complexas (compressibilidade da mistura, combustão turbulenta, liberação da centelha, domínio móvel de simulação) ao ponto de praticamente inviabilizarem análises simplificadas. Em decorrência disto, a maior parte dos estudos aborda as duas situações, escoamento não reativo e combustão, separadamente.

Considerando resultados numéricos e experimentais, Heywood (1994) avaliou diversos métodos de estudo do processo de combustão em motores de ignição por centelha. A análise englobou a modelagem da estrutura da chama por meio da localização média da frente de chama e modelos de admissão e combustão que descrevem o comportamento da mistura dos gases queimados e não queimados. Além disso, analisaram-se modelos que descrevem a frente de chama como uma membrana fina enrugada. A forma como a centelha transfere energia à mistura ar-combustível e dá início ao processo de queima constituiu-se em um fator crítico à análise realizada. De uma maneira geral, Heywood (1994) verificou que os principais fatores que afetam a taxa de queima são a relação entre a geometria da frente de chama e as paredes da câmara de combustão, a composição e estado da mistura não queimada, e a estrutura do escoamento.

Por meio de comparações entre resultados numéricos e experimentais, Hong *et al.* (1998) investigaram detalhadamente a estrutura turbulenta do escoamento no interior de um cilindro modelo. As simulações numéricas foram feitas por meio de códigos computacionais comerciais, enquanto as medições foram feitas por LDV. O estudo se concentrou na análise da energia cinética de turbulência e da sua taxa de dissipação. A primeira é relacionada à razão das escalas de tempo e comprimento, enquanto a segunda é relacionada à energia cinética de turbulência e às escalas de comprimento. O estudo das escalas turbulentas requereu medições simultâneas de velocidade em duas seções da

câmara de combustão. Para as simulações, utilizaram-se dois códigos comerciais diferentes adaptados para preverem fronteiras móveis.

Os resultados numéricos de Hong *et al.* (1998), com boa concordância com os experimentais, mostraram que o fluxo de admissão produz as menores escalas com grande energia cinética de turbulência (pequenas escalas e grande intensidade de turbulência). Estas escalas aumentam de tamanho e têm sua energia cinética reduzida ao final da admissão. As estruturas geradas durante a admissão não afetam os níveis de turbulência ao final da compressão, que são importantes para o subsequente processo de combustão.

Zděnek *et al.* (2001) realizaram estudos numéricos do escoamento tridimensional no interior do cilindro por meio de simulação por elementos finitos. O principal objetivo do estudo foi o desenvolvimento de um algoritmo de deformação da malha que mantivesse a integridade desta mesmo face a grandes deformações das fronteiras e que ainda assim fornecesse soluções suficientemente precisas. O domínio de simulação consistiu dos dutos de admissão de um cilindro, incluindo sua válvula de admissão e uma outra de exaustão, para uma rotação de 3000 rpm. O processo abrangeu os tempos de exaustão, admissão e compressão, excluindo-se a expansão, desde o instante da ignição até a abertura da válvula de exaustão. Além disso, tratou-se de simulação fria, ou seja, sem combustão. O diâmetro do cilindro e o curso do pistão tinham a mesma dimensão de 90 mm (quadrado).

Os resultados obtidos por Zděnek *et al.* (2001) indicaram que a velocidade do escoamento no interior do cilindro durante a admissão é relativamente baixa se comparado às intermediações da válvula e do coletor de admissão. Durante a compressão, à medida que o pistão se aproxima do ponto morto superior, a velocidade do escoamento tende a aumentar principalmente na região próxima ao topo do pistão.

Utilizando simulação bidimensional de grandes escalas, Toledo (2001), estudou o comportamento do escoamento durante a compressão em um modelo de cilindro com intensa formação de *tumble*. No estudo, adotou-se a hipótese de Taylor como condição inicial do escoamento. Esta hipótese considera pressões mais amenas ao centro do cilindro, e mais elevadas nas suas extremidades. A velocidade do escoamento apresenta valores mínimos nas regiões de mínima e máxima pressão. Primordialmente, o trabalho visou à validação do código numérico empregado. Além de simulações no interior do cilindro, esta

validação considerou o escoamento ao redor de um prisma, para o qual se fizeram comparações com estudos experimentais. Etapas subseqüentes ao estudo consideram o duto de admissão e as etapas de admissão e compressão.

4 APARATO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA

Para a consecução dos objetivos deste trabalho, apresentados no item Introdução, foram realizados experimentos de avaliação do motor aspirado e de sua versão turboalimentada e comparações entre os resultados obtidos. Estas comparações, conforme se constata nos itens a seguir, deram-se em termos de características operacionais do motor e do escoamento no interior do cilindro e no coletor de admissão. Cada uma destas etapas requereu a determinação do aparato experimental e dos procedimentos específicos, de forma que fossem aplicáveis tanto aos ensaios no motor aspirado quanto à versão turboalimentada.

4.1 DESCRIÇÃO DOS SISTEMAS EXPERIMENTAIS

4.1.1 Motor

Os experimentos foram realizados em um motor aspirado 1,3 litro com quatro cilindros, cujas características geométricas constam da Tabela 4.1. A turboalimentação foi realizada instalando-se, neste motor, um turbocompressor de pequeno porte e alta rotação e um conjunto de coletor de admissão e descarga especialmente projetado e construído para este fim. O ajuste do turbocompressor ao motor foi feito de forma que a sua ação de sobrealimentação já fosse considerável em baixas rotações. De fato, o turbocompressor utilizado é aplicado em automóveis 1,0 litro produzidos em série. A Figura 4.1 ilustra a razão de sobrealimentação do compressor para diversas rotações do motor. Esta razão é o quociente dos valores de pressão medidos posterior e anteriormente ao compressor. Observa-se, nessa curva, que a ação do turbocompressor já se faz presente mesmo nas baixas rotações. O mapa completo de operação do compressor é apresentado na Figura 4.2.

Tabela 4.1 – Características geométricas

diâmetro do cilindro	75,62	mm
curso do pistão	72,85	mm
volume do rebaixo	6,00	ml
volume da junta do cabeçote	5,42	ml
volume do cabeçote	24,00	ml
taxa de compressão	10,24	

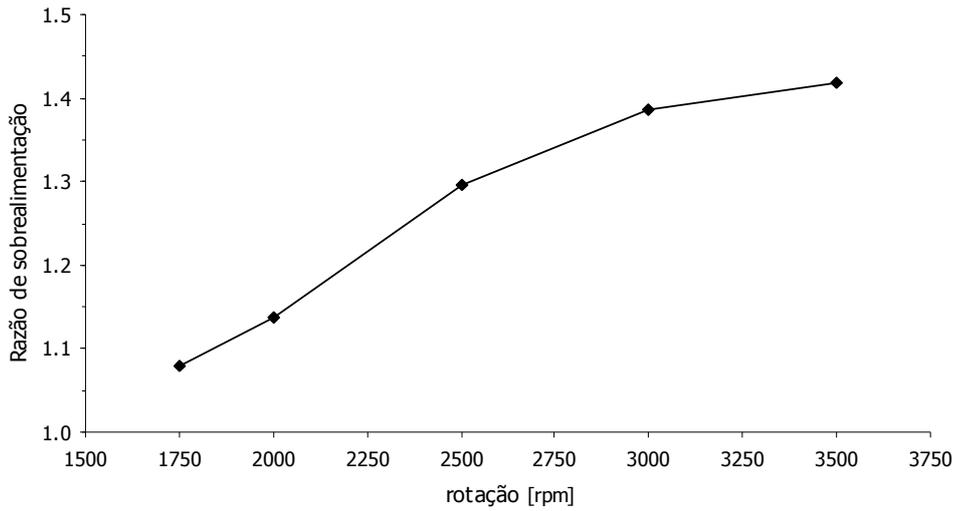


Figura 4.1 – Curva de sobrealimentação em função da rotação do eixo virabrequim

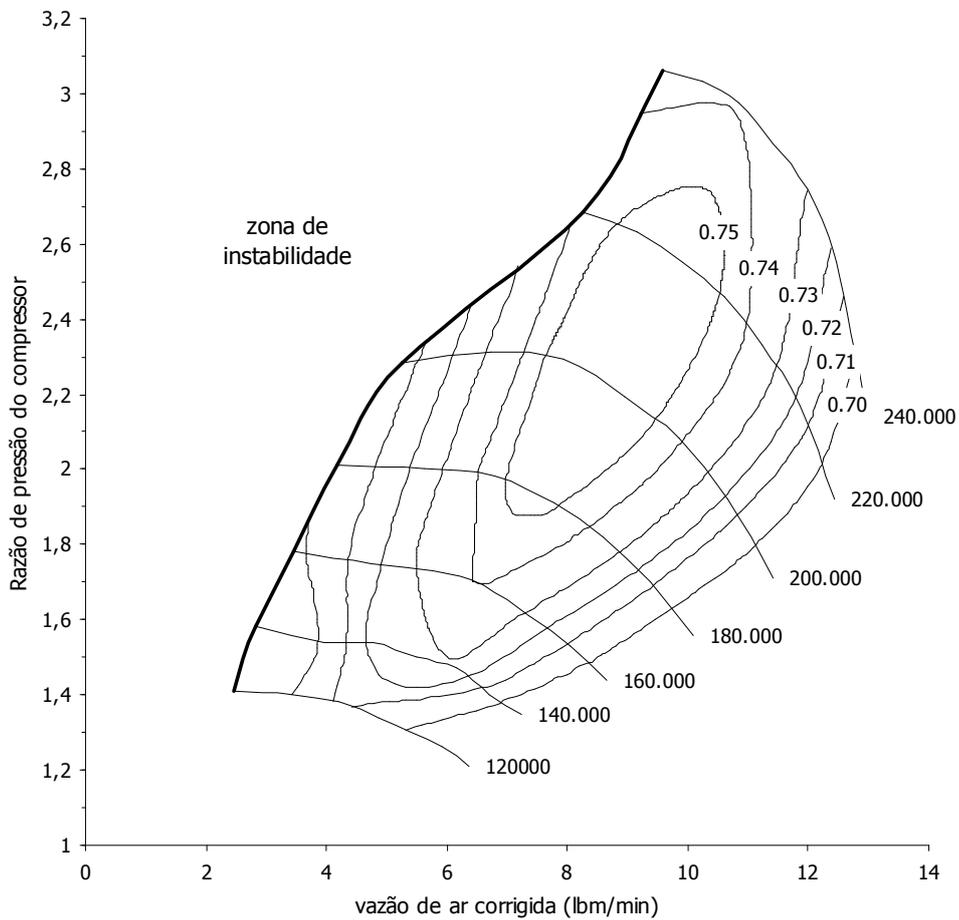


Figura 4.2 – Mapa do compressor

Como o objetivo principal do trabalho foi estudar os processos na câmara de combustão sob condições de operação controladas e variadas, optou-se por desenvolver um sistema de alimentação suficientemente flexível que permitisse o controle absoluto e variado do

processo de alimentação. Para atender a esses critérios, desenvolveu-se uma câmara de pressurização do carburador e um sistema suplementar de injeção de combustível que operavam quando o motor fosse turboalimentado. À tampa dessa câmara, foi inserida uma eletroválvula injetora semelhante à utilizada em sistemas monoponto (SPI). O sistema de controle dessa eletroválvula era composto por uma bomba de combustível suplementar, um transdutor de pressão absoluta e um circuito de controle. Este circuito comandava a eletroválvula com base no sinal de pressão no coletor de admissão e na liberação da centelha pela bobina, de forma a sincronizar a injeção de combustível com a demanda de um dos cilindros.

A opção por se empregar um carburador decorreu da facilidade por se controlar o motor ao longo dos ensaios. O carburador, em paralelo com o sistema de alimentação suplementar, concederam flexibilidade às conversões do motor aspirado em turboalimentado. Caso se trabalhasse com uma central eletrônica, a operação do motor turboalimentado requeria outros circuitos adicionais para modificar os sinais de alimentação da central, ou ainda a reprogramação da EPROM para cada alteração de configuração do motor.

Como na maioria dos motores convencionais com duas válvulas por cilindro, o coletor de admissão tinha geometria tangencial, conforme ilustra Figura 4.3. O respectivo diagrama de válvulas é ilustrado na Figura 4.4 Essa configuração de coletor induz à formação de *swirl* em maior intensidade que *tumble*, normalmente presente em motores com coletores opostos (fluxo cruzado). A válvula de admissão se abre a 6° aPMS (-6°) e se fecha a 46° dPMI (226°), enquanto que a válvula de exaustão se abre a 46° aPMI (592°) e se fecha a 6° dPMS (6°), havendo um cruzamento de válvulas de 12° .

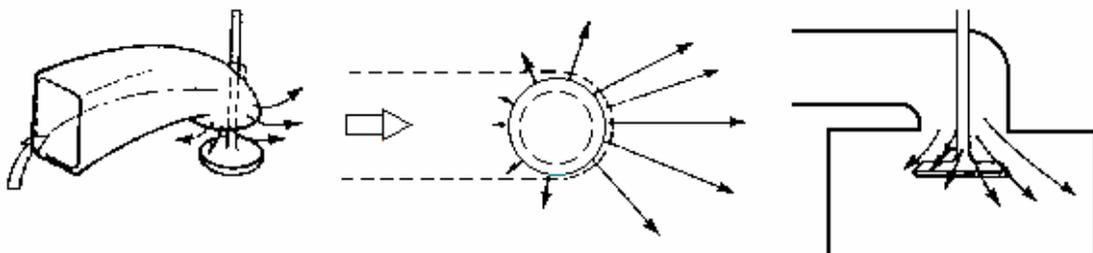


Figura 4.3 – Configuração tangencial do conjunto coletor e válvula de admissão

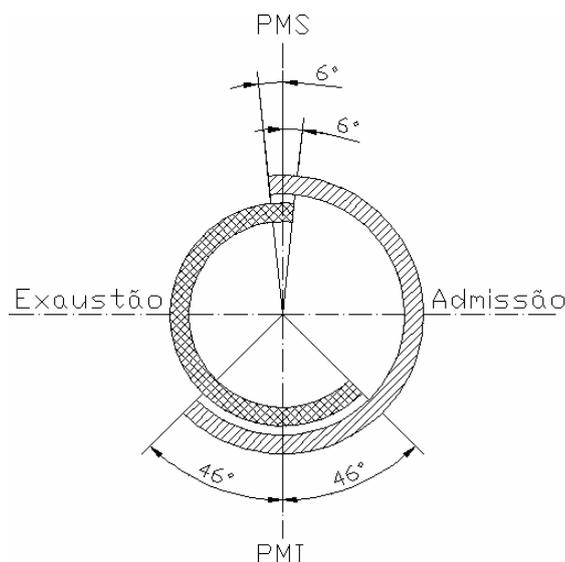


Figura 4.4 – Diagrama de válvulas

4.1.2 Sistemas de medição

Os ensaios foram realizados em um dinamômetro hidráulico. Este dinamômetro continha uma célula de carga com indicador digital, um tacômetro analógico, termopares e rotâmetro para controle da temperatura da água de arrefecimento, manômetros para o sistema de lubrificação e uma bureta calibrada de 50 ml para medições de consumo de combustível. A admissão de ar era feita por meio de uma câmara de equalização à entrada da qual havia um tubo de *Pitot*. À instrumentação da própria bancada, acrescentaram-se um termopar no coletor de exaustão e um manômetro digital no coletor de admissão, para o caso do motor turboalimentado.

Para as medições de pressão, empregou-se um transdutor piezelétrico com sensibilidade de 14,7 pC/bar e linearidade inferior ou igual a 0,3%. O acesso do sensor à câmara de combustão deu-se através de um furo lateral no cabeçote. Esta furação foi feita cuidadosamente de forma que não se criassem folgas, ou câmaras intermediárias entre a câmara de combustão e a extremidade do sensor. Além disso, foi necessária cautela na furação para não se atingirem as galerias de circulação de água. Embora não houvesse combustão no cilindro onde se fizeram as medições, utilizou-se um sistema de refrigeração a ar do sensor. O sensor e o amplificador foram calibrados dinamicamente no tubo de choque do Laboratório de Metrologia Dinâmica da UnB. A função de transferência na faixa de operação do motor tem ganho 1 e defasagem 0°.

A referência em graus no ciclo foi feita por meio de um sensor óptico de PMS. Este sensor consistia de um emissor e um receptor ópticos separados por um disco metálico acoplado à extremidade do eixo cardam do dinamômetro. Este disco continha um entalhe, adequadamente referenciado ao PMS por meio do sinal de pressão. Com base na localização do PMS termodinâmico do motor, obtido por meio do sinal de pressão no interior do cilindro sem combustão, referenciou-se o sinal do sensor de PMS. Desta forma, calibrou-se o sensor de PMS em função do sinal de pressão para posterior alinhamento dos sinais de velocidade nos diversos ciclos. A Figura 4.5 ilustra os sinais de PMS e pressão sobrepostos.

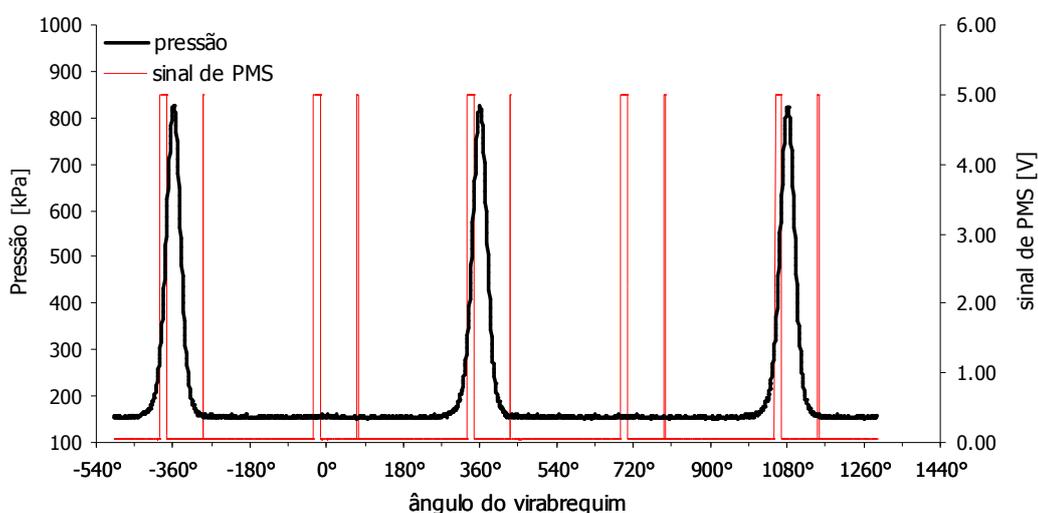


Figura 4.5 – Sinais de PMS e pressão na câmara de combustão

As medições de velocidade no interior do cilindro foram feitas por meio de um anemômetro de fio. O sistema de anemometria emprega uma ponte de *Wheatstone* com duas resistências ajustáveis. Uma das outras duas resistências constitui-se da sonda de fio quente. Uma vez ajustadas as duas resistências, a temperatura do fio sensor se mantém constante, independente das condições do escoamento. Quando há algum desequilíbrio da ponte, decorrente da transferência de calor do fio ao fluido, o amplificador eleva a tensão de alimentação da sonda, de forma que a ponte retorne à condição de equilíbrio. O sinal fornecido pelo anemômetro ao sistema de aquisição é a tensão fornecida à sonda. Trata-se, portanto, de um sensor térmico de medição indireta da velocidade. As sondas anemométricas são calibradas em escoamentos controlados, estabelecendo-se uma relação entre o sinal de saída do anemômetro e a velocidade no qual a sonda está inserida. Uma característica peculiar de sistemas anemométricos, a extrema sensibilidade em velocidade

de até 5 m/s, pode ser observada na Figura 4.6. Nessa faixa, a realização de calibrações é complicada devido à dificuldade de se obterem pequenas variações de velocidade do escoamento. Informações detalhadas acerca do processo de calibração, bem como os princípios de funcionamento de anemômetros de fio quente (temperatura constante) e fio frio (corrente constante) podem ser obtidas em Cruz *et al.* (2003).

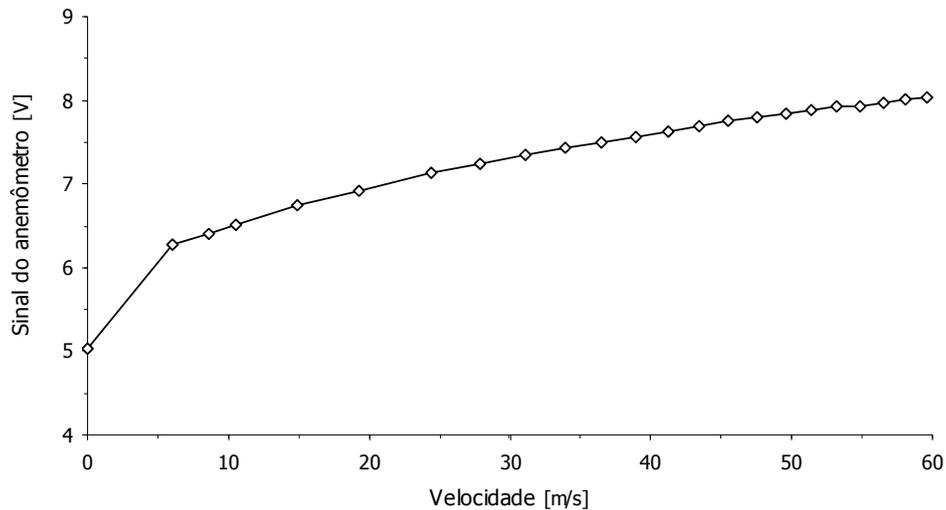


Figura 4.6 – Curva de calibração de uma sonda anemométrica de fio quente (Cruz *et al.*, 2003)

O acesso da sonda ao interior do cilindro se deu através do furo da vela. Foi construído um adaptador hermético para a sonda, que posicionou o fio sensor a cerca de 6 mm da parede superior da câmara de combustão, na posição onde se encontrariam os terminais da vela, conforme ilustra a Figura 4.7.

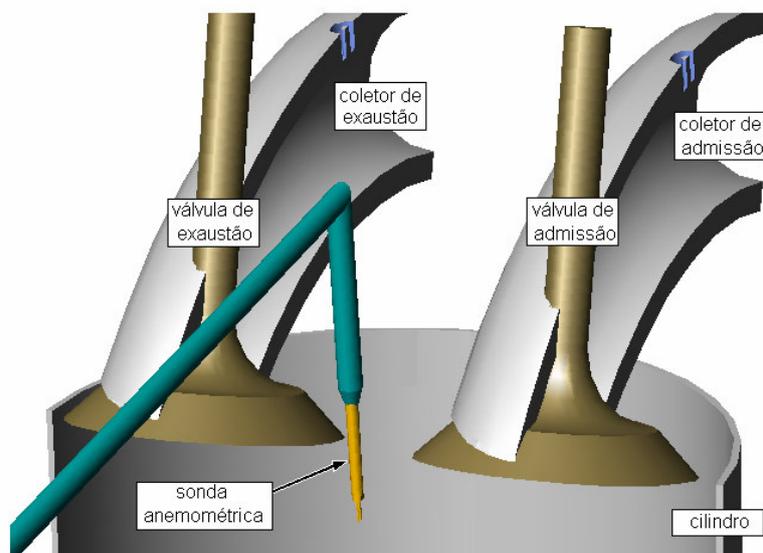


Figura 4.7 – Posicionamento da sonda no interior do cilindro

Nesta posição, o fio sensor proveu informações do escoamento na posição onde a combustão tem início.

A aquisição dos dados foi feita por meio de uma placa de conversão A/D de 12 bits com 4 canais. O controle da placa e o gerenciamento dos dados adquiridos foram feitos por meio do *software* que acompanha o anemômetro.

A análise dos gases de exaustão foi feita por meio de um analisador portátil cuja sonda de coleta dos gases foi posicionada logo após a turbina. À extremidade da sonda, antes do acoplamento com a unidade central, havia um separador de umidade. Segundo informações do fabricante, as incertezas de medição do sistema para CO, CO₂, HC e O₂ são inferiores a 0,3%, 0,5%, 12 ppm/vol e 0,4%, respectivamente. Além da composição de CO, CO₂, HC e O₂, o sistema fornece os valores da razão ar-combustível e da razão de equivalência da mistura ar-combustível.

Os sistemas de medição são ilustrados na Figura 4.8.

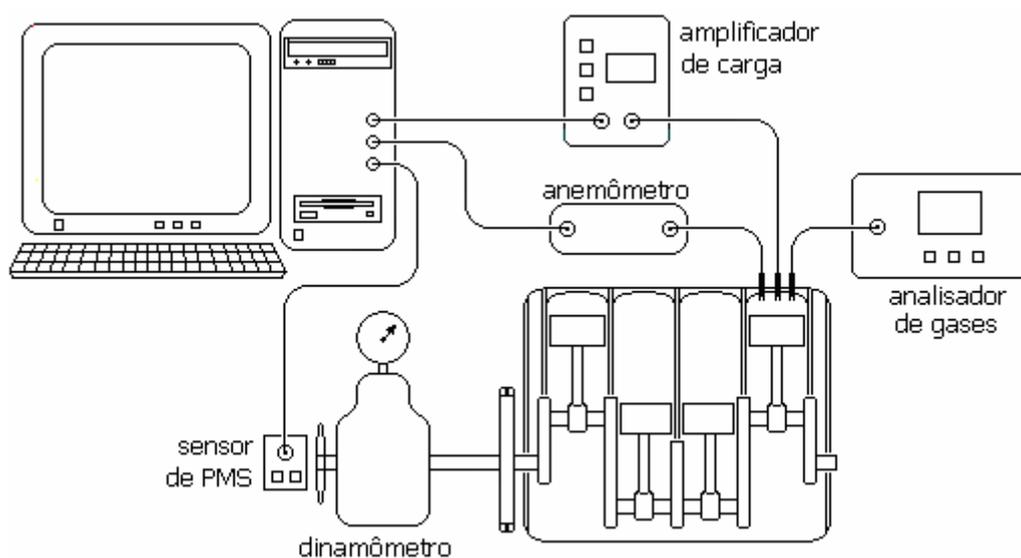


Figura 4.8 – Montagem do aparato experimental

4.2 ENSAIOS NO MOTOR

Os ensaios no motor foram divididos em três etapas. Na primeira, foram feitos os ajustes prévios às medições e a caracterização do motor em termos de seu desempenho. Na segunda, foram realizadas as medições no interior do cilindro. Na terceira etapa,

realizaram-se as medições no coletor de admissão. O processamento dos dados coletados foi feito posteriormente a cada etapa.

4.2.1 Caracterização do motor

Anteriormente a qualquer medição no interior do cilindro, foi necessária a caracterização do motor em suas duas configurações para se conhecerem as características básicas de seu comportamento. Essa caracterização consistiu de medições de temperatura dos gases de exaustão, torque e consumo de combustível em função da rotação do eixo virabrequim. Particularmente ao caso da configuração turboalimentada, mediu-se também a pressão do ar entre o compressor e o coletor de admissão. O intuito desta caracterização foi verificar se, de fato, se confirmavam, para este motor, os resultados obtidos anteriormente no estudo de Cavalcanti *et al.* (1989). Além disso, era necessário que se agregassem, àquelas informações, os dados de emissão de poluentes.

O emprego do turbocompressor requereu cuidadoso ajuste da válvula de alívio da turbina (*waste gate*) de forma a se respeitarem as restrições mecânicas originais do motor aspirado. Para tanto, primeiramente mediu-se a temperatura dos gases de exaustão em ambas as configurações do motor à plena carga. Para o caso da turboalimentação, caso o valor da temperatura medida fosse superior àquele verificado para o motor aspirado na mesma rotação, alterava-se a pressão da mola da válvula de alívio da turbina. Este foi um procedimento iterativo, repetido até que se obtivessem valores aceitáveis de temperatura, conforme ilustra a Figura 4.9.

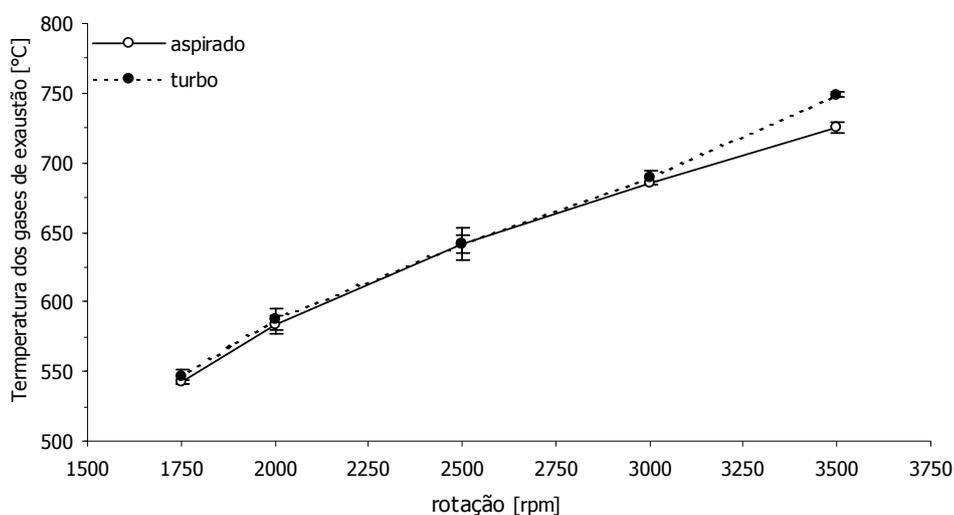


Figura 4.9 – Temperatura dos gases de exaustão em função da rotação

Adicionalmente, monitorou-se cuidadosamente a pressão do óleo de lubrificação dos mancais do turbocompressor ao longo dos ensaios.

Em rotações superiores a 3500 rpm, não foi possível manter a temperatura de ambas as configurações do motor em patamares semelhantes. Desta forma, não se fizeram testes nessas rotações.

Ainda para fins de caracterização do motor, foram obtidas, a partir das medições de torque e consumo de combustível, as curvas de potência e consumo específico de combustível. Confirmando estudos anteriores (Cavalcanti *et al.*, 1989; Moreira, 2005), o motor turboalimentado produziu valores superiores de potência e inferiores de consumo específico, conforme ilustram a Figura 4.10 e a Figura 4.11, respectivamente.

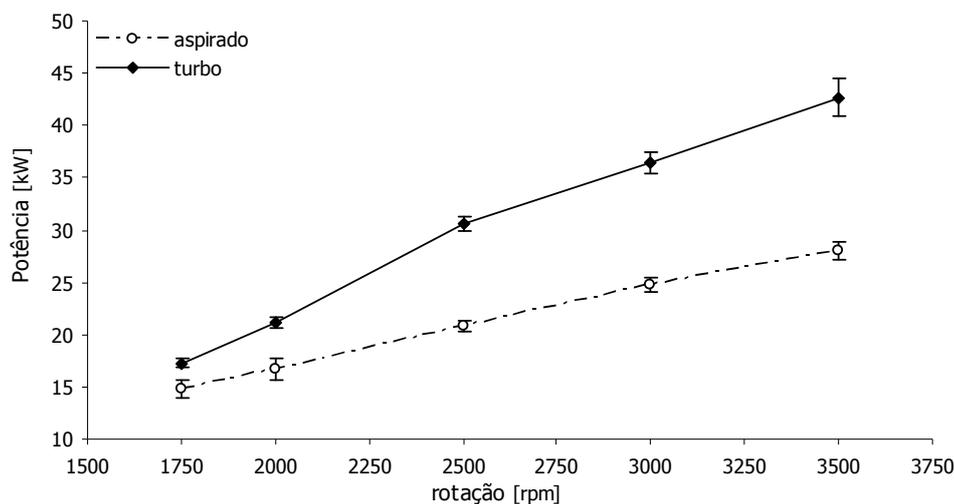


Figura 4.10 – Potência em função da rotação

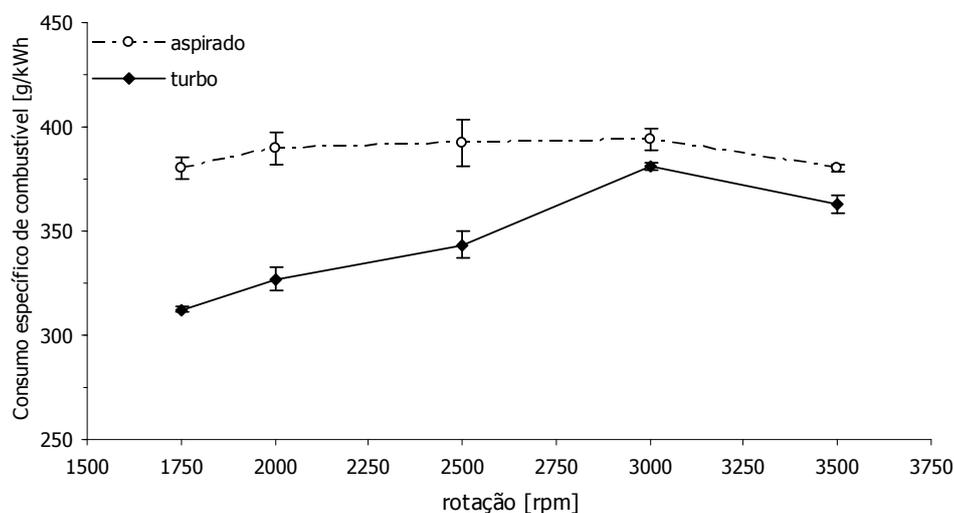


Figura 4.11 – Consumo específico de combustível em função da rotação

A relação peso/potência do motor é fator de grande relevância na análise de viabilidade do sistema energético. Em se tratando de sistemas embarcados, como é o caso de automóveis, esta relação ganha ainda mais relevância. As limitações hoje impostas sobre as emissões de poluentes de automóveis passam, necessariamente, pela minimização do consumo de combustível por quilômetro rodado. Embora as informações providas pelas duas figuras anteriores não sejam inéditas, elas confirmam que a turboalimentação, ao promover a elevação da potência do motor, promove também a redução do consumo específico de combustível. Dispõe-se, portanto, de um motor que tem seu peso incrementado de maneira pouco significativa, mas cujo desempenho se eleva consideravelmente. Considerando-se os custos incrementais, a turboalimentação se mostra ainda mais vantajosa, na medida em que as alterações requeridas são menos dispendiosas do que a aquisição de um motor aspirado com a mesma potência.

A última variável de análise da caracterização dos motores foi a razão ar-combustível, ilustrada na Figura 4.12.

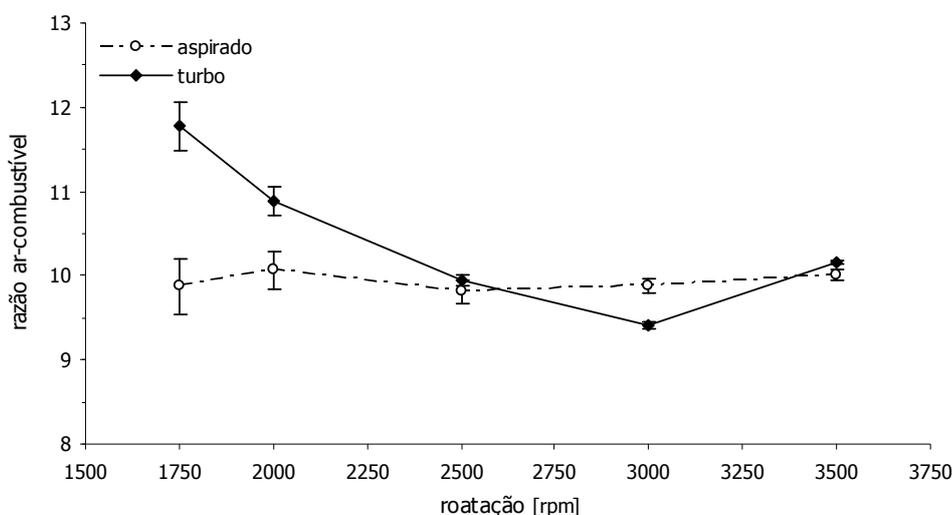


Figura 4.12 – Razão ar-combustível em função da rotação

4.2.2 Medições na câmara de combustão

Para a comparação dos motores em termos das medições no interior do cilindro foram testadas duas metodologias de ensaio. Na primeira, manteve-se o dinamômetro com carga mínima, variando-se a rotação por meio da abertura da borboleta do carburador. Esta metodologia submetia a sonda a condições mais amenas, mas era excessivamente intrusiva sobre o regime de fluxo. Na segunda, manteve-se a borboleta do carburador

completamente aberta, variando-se a rotação somente por meio da alteração da carga do dinamômetro. Esta alternativa, embora imponha condições mais agressivas à sonda, tem menor interferência sobre o regime de fluxo e aproxima-se mais da condição de plena carga. Desta maneira, optou-se pela segunda metodologia para a realização dos ensaios.

Antes das medições, o motor passou por um período de aquecimento prévio, constatado por meio da estabilização da temperatura dos gases de exaustão e da água de arrefecimento. Para reduzir o intervalo de exposição da sonda às condições severas de ensaio, a borboleta do carburador foi pré-ajustada já com três cilindros funcionando normalmente, e o quarto, sem combustão. Desta forma, uma vez inserida a sonda, o tempo requerido desde o acionamento do motor à aquisição de dados foi sensivelmente reduzido. Além disso, os ensaios no motor turboalimentado foram feitos imediatamente após os do motor aspirado, eliminando a necessidade de nova configuração de todo o sistema.

4.2.3 Simulação do escoamento em coletores de admissão

Os fenômenos dinâmicos no coletor de admissão têm influência sobre a quantidade de massa admitida no cilindro. Estes fenômenos dizem respeito tanto aos aspectos fluido-dinâmicos, quanto às oscilações de pressão resultantes do funcionamento das válvulas. Além disso, o comportamento do escoamento em uma ramificação do coletor é influenciado pelas demais ramificações. Considerando a vazão mássica de ar, essa influência pode ser proveitosa ou não, dependendo do regime de funcionamento do motor. A Figura 4.13 ilustra uma bancada de simulação de coletores de admissão empregada em um estudo preliminar às medições no coletor de admissão do motor, para que se pudessem compreender alguns destes fenômenos dinâmicos e avaliar o desempenho da instrumentação para sua medição.

A bancada empregada permitia a simulação de coletores em três configurações de comando de válvulas: um cilindro com duas válvulas de admissão, dois cilindros com uma válvula de admissão e tempo de abertura com defasagem de 90° , e com defasagem de 180° . O sistema de alimentação de ar consistiu de um ventilador siroco com variador de fase. A rotação do ventilador e, conseqüentemente, a vazão mássica de ar, foi mantida constante ao longo dos testes. As seções de medição localizavam-se à saída do ventilador, anteriormente à divisão em ramificações, logo após a divisão e próximo à sede das válvulas. Em cada

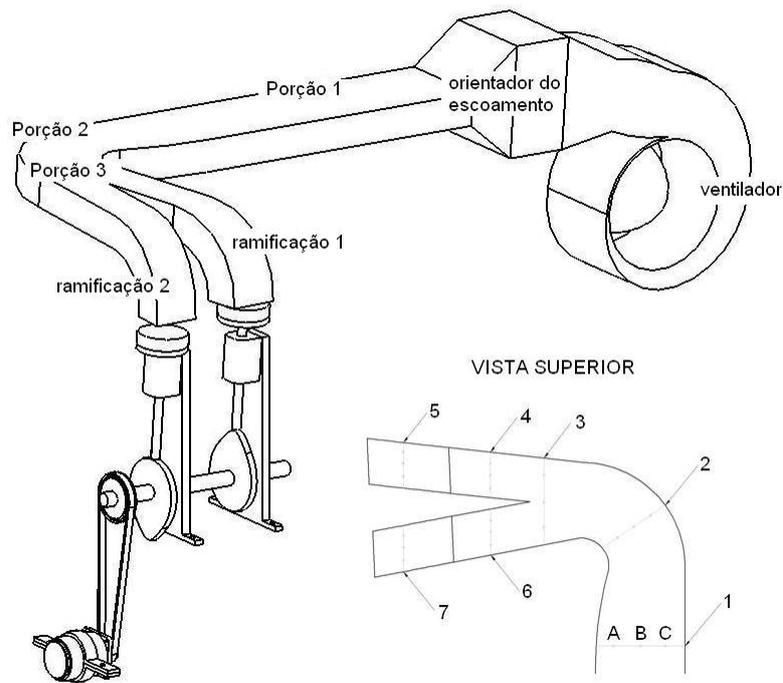


Figura 4.13 – Bancada de simulação de coletores de admissão

seção, foram feitas medições em três pontos: a $\frac{1}{4}$, a $\frac{1}{2}$ e a $\frac{3}{4}$ da largura da seção, totalizando 21 pontos. A referência temporal das medições foi feita por meio de um sensor de contato, que indicava o instante do fechamento de uma das válvulas. A metodologia e os resultados desse estudo encontram-se descritos em detalhes no Apêndice A.

4.2.4 Medições no coletor de admissão

As medições no coletor de admissão foram feitas de maneira muito semelhante às aquelas do interior do cilindro, tanto no que diz respeito à seqüência de medição, à forma de controle da rotação, à instrumentação empregada e à referência temporal. No entanto, por se darem de condições menos agressivas ao sensor, estas medições foram feitas ao longo de um número maior de ciclos.

O ponto de medição localizava-se na ramificação do coletor oposta ao cilindro onde se fizeram as medições mencionadas no item 4.2.2. Para o posicionamento da sonda, foi construído um adaptador hermético. Conforme ilustra a Figura 4.14, o fio sensor foi posicionado no ponto central da seção transversal do coletor, a 40 mm da sede da válvula. Desta forma, obtiveram-se dados compatíveis para o coletor e para a câmara de combustão, uma vez que se tratava de um coletor simétrico.

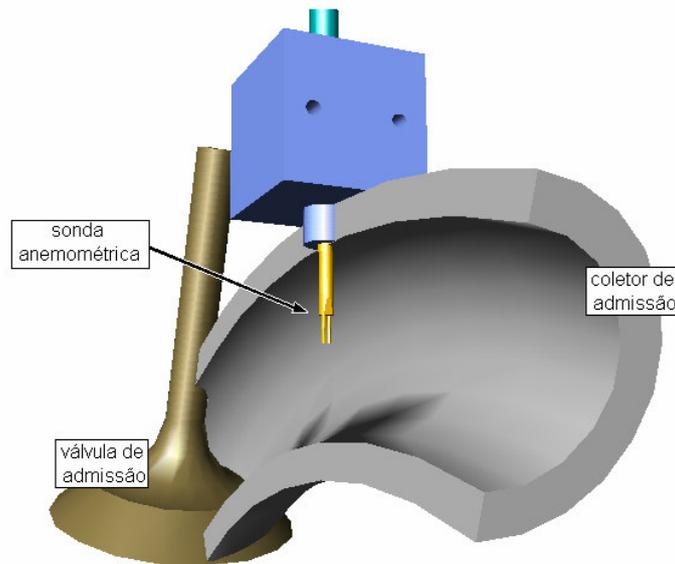


Figura 4.14 – Posicionamento da sonda no interior do coletor de admissão

4.2.5 Verificação da integridade da sonda anemométrica

O processamento dos dados das medições com o anemômetro no cilindro foi feito sem o emprego de uma função de transferência para conversão dos dados em tensão para velocidade. A justificativa para esta opção será alvo de discussão no item 4.4 – Cálculo da Intensidade de Turbulência. Não obstante a ausência de uma função de transferência, desenvolveu-se um processo de verificação da integridade da sonda anemométrica. Esta integridade consiste da manutenção das características físicas da sonda, verificada por meio de uma calibração ou de outro procedimento semelhante. Em Cruz *et al.* (2003), a vida da sonda anemométrica para ensaios no interior do cilindro foi estimada em 20 minutos, ou seja, a sonda sofreu pouca ou nenhuma alteração em sua função de transferência após medições no motor por este intervalo de tempo. O procedimento empregado em Cruz *et al.* (2003) consistiu de calibrações ponto-a-ponto feitas anterior e posteriormente às medições no motor.

O procedimento de verificação da integridade da sonda é de particular importância à comparação dos dados obtidos com um mesmo sensor operando nas condições agressivas que se observam no interior da câmara de combustão. A comparação entre os resultados obtidos nas duas configurações do motor requer que a sonda tenha mantido suas propriedades ao longo de todo o experimento. Neste trabalho, o procedimento de verificação da integridade empregado consistiu da sua inserção em um

escoamento controlado à saída de um bocal isentrópico, cuja velocidade era alterada, de um valor pré-estabelecido até zero, por meio de um dispositivo de varredura. Este dispositivo permitiu a repetição dos ensaios por diversas vezes com razoável repetibilidade em termos das velocidades máxima e mínima, e da taxa de variação da velocidade.

Após oito repetições de cada ensaio, obtiveram-se curvas médias para cada grupo de repetições. A variável crítica para o cálculo de uma curva média é a determinação de uma referência temporal. Foram testadas três metodologias de alinhamento das curvas. A primeira tomou como referência o instante a partir do qual se observou uma determinada variação na amplitude do sinal. Aplicando este método aos dados obtidos, observa-se que se força a coincidência das curvas em um único ponto, conforme ilustra a Figura 4.15. Por mais estável que fosse o escoamento à saída do bocal, o anemômetro é sensível mesmo às variações de menor intensidade, de forma que este método impõe uma tendência sobre o alinhamento.

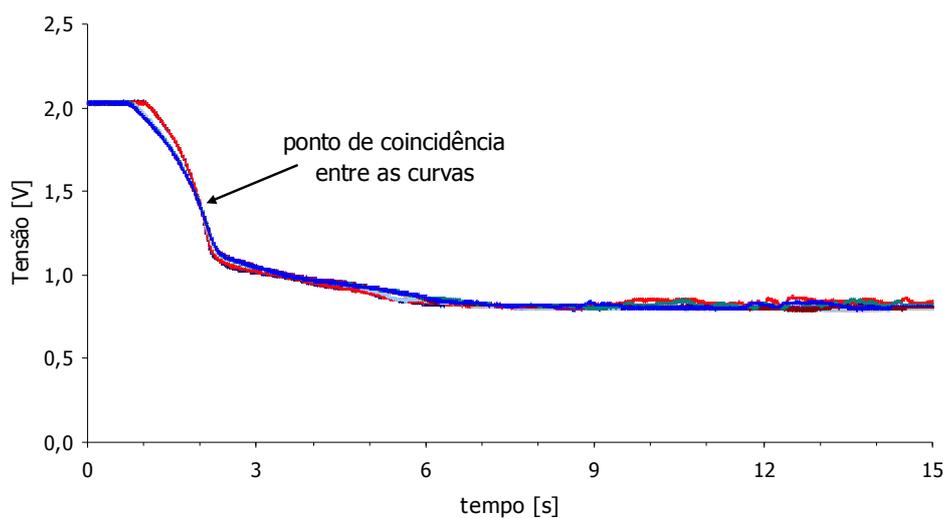


Figura 4.15 – curvas de calibração alinhadas por meio do método do percentual da altura do degrau

A segunda metodologia de alinhamento considerou a energia liberada pelo sensor quando submetido à variação de velocidade. As curvas obtidas em cada repetição foram normalizadas em função da altura do degrau e o patamar inferior foi deslocado para zero. Desta forma, obtiveram-se curvas de altura unitária e com valor do patamar inferior igual a zero. Para o alinhamento, considerou-se o valor ponto-a-ponto do integral acumulativo destas curvas, que é proporcional à energia do sinal. Este integral foi calculado a partir do último ponto das curvas normalizadas até o primeiro, de acordo com a equação

$$I_j = \sum_{i=1}^{j-1} [E_N(n-j) \cdot \Delta t] \quad (4.1)$$

em que I é o integral acumulativo do sinal normalizado E_N no intervalo $1 \leq i < j$, Δt é o intervalo entre dois pontos consecutivos do sinal e n é o comprimento de E_N .

Este integral foi avaliado para cada ponto de cada curva, e as curvas foram deslocadas no tempo, uma a uma, de forma a fornecerem o mesmo valor do integral. Esta metodologia proporcionou o alinhamento das curvas com menor dispersão em torno de uma média do que a primeira metodologia. A Figura 4.16 ilustra o resultado da aplicação desta

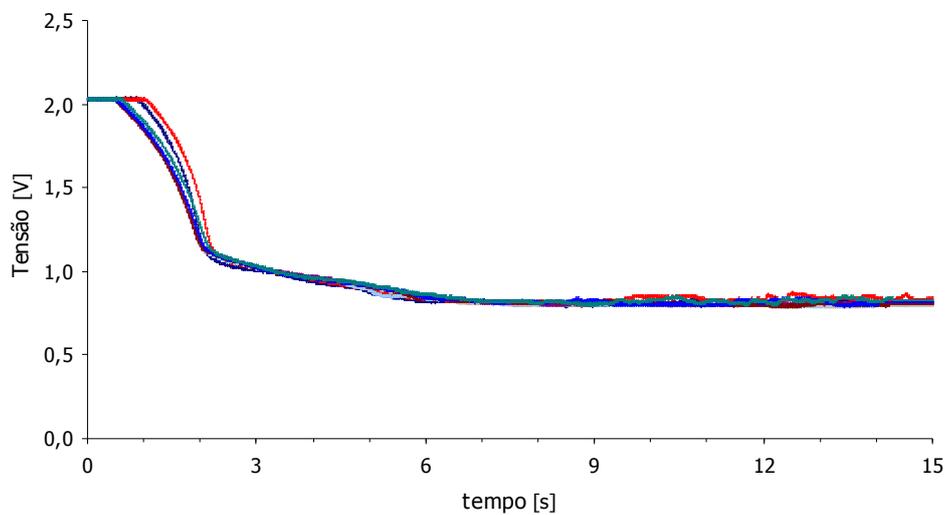


Figura 4.16 – Curvas de calibração alinhadas por meio do método do integral acumulativo

A terceira metodologia de alinhamento considerou o valor do coeficiente de correlação entre as curvas como parâmetro de referência. As curvas foram deslocadas no tempo, umas em relação às outras, e para cada nova posição, calculou-se o coeficiente de correlação entre elas. Para cada curva, adotou-se a posição no tempo que fornecesse o maior coeficiente de correlação com as demais. A Figura 4.17 ilustra as curvas alinhadas por este método.

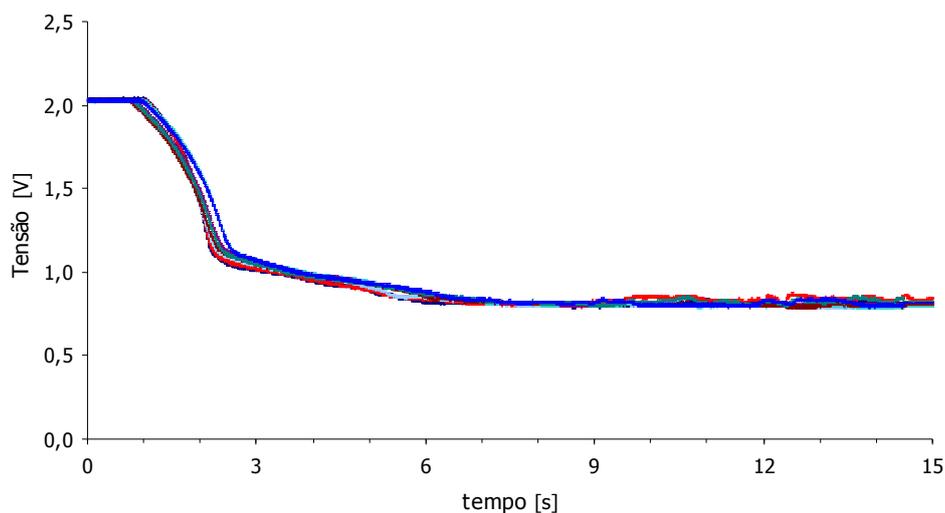


Figura 4.17 – curvas de calibração alinhadas por meio do método do coeficiente de correlação

O terceiro método forneceu a menor dispersão entre as curvas. Empregando este método às calibrações realizadas anterior e posteriormente às medições no motor, obtiveram-se as duas curvas médias, por meio das quais se avaliou a integridade da sonda ao longo dos ensaios. Estas curvas são ilustradas na Figura 4.18.

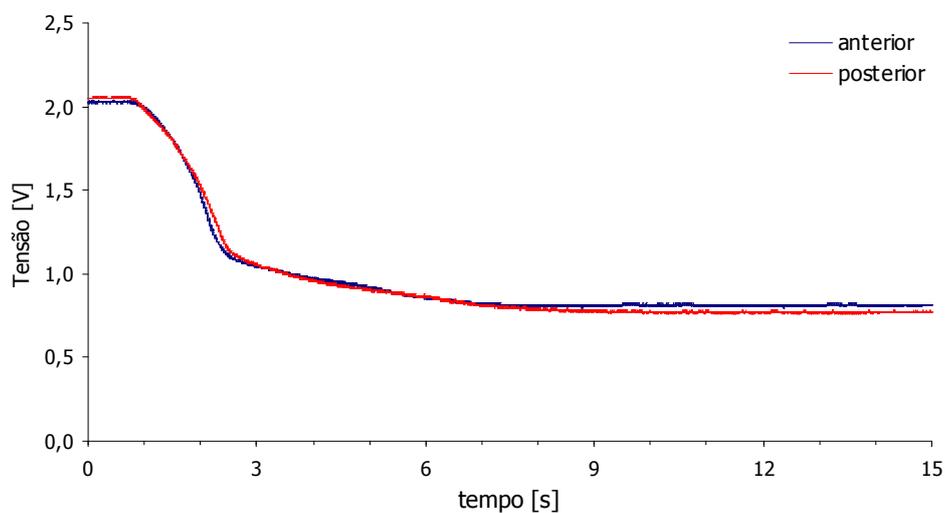


Figura 4.18 – Curvas de calibração da sonda anemométrica obtidas anterior e posteriormente às medições no motor

A partir da Figura 4.18, verifica-se a boa concordância entre as curvas de calibração, tanto na forma, quanto na amplitude. As curvas atestam que a sonda anemométrica manteve sua integridade ao longo dos ensaios no motor, o que assegura a confiabilidade dos resultados obtidos ao longo de todo o experimento.

4.3 PROCESSAMENTO DE SINAIS

4.3.1 Alinhamento dos ciclos

Devido ao movimento do pistão e válvulas, o escoamento no interior do cilindro é fortemente cíclico. Em decorrência disto, o método convencional do cálculo de médias temporais não se aplica. Este assunto será tratado em maiores detalhes no item 4.4 – Cálculo da Intensidade de Turbulência.

Adotando-se o sinal do sensor de PMS como referência, foram determinados os pontos de início e fim de cada ciclo. Desta forma, os sinais de velocidade dos ciclos foram alinhados, fazendo-se coincidir os instantes do PMS de cada um. Calcularam-se, então, o ciclo médio e as respectivas intensidades de turbulência. Esta metodologia é semelhante à sobreposição de negativos de um filme fotográfico: destacam-se as fotos, sobrepondo-as de forma a comporem uma única imagem média.

4.3.2 Aquisição de sinais

A placa A/D empregada faz a aquisição de dados por meio da multiplexação dos canais, adquirindo uma amostra de um canal após o outro, com um intervalo inversamente proporcional à taxa de amostragem e ao número de canais. Há sistemas capazes de adquirir sinais simultaneamente, mas são significativamente mais caros. Este intervalo, por reduzido que seja, pode vir a trazer inconvenientes quando são necessárias correlações temporais entre os sinais de canais distintos.

É possível reduzir este intervalo por meio da sub-amostragem (*subsampling*) do sinal. Esta técnica consiste da eliminação de determinadas amostras em uma série de dados, de forma a impor uma frequência mais reduzida a um sinal adquirido com taxa de amostragem elevada. A Figura 4.19 ilustra a aplicação da técnica a um sinal hipotético; cada ponto

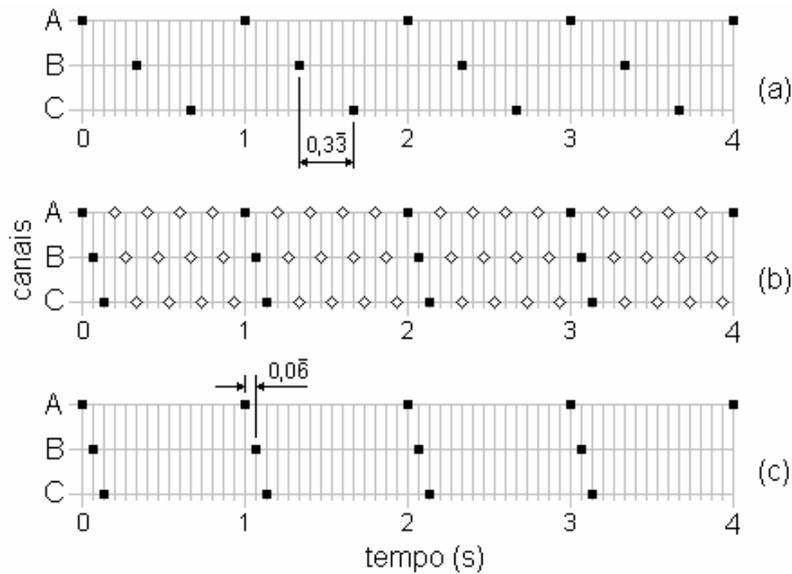


Figura 4.19 – Ilustração do procedimento de sub-amostragem de um sinal: (a) aquisição a 1Hz; (b) aquisição a 5Hz; (c) eliminação de pontos, com taxa de amostragem induzida de 1Hz

nessa figura indica o instante da aquisição de um ponto por um canal. A parte (a) da Figura 4.19 ilustra a aquisição de dados em 3 canais, a uma taxa de 1Hz por canal. A placa A/D fará a multiplexação dos canais, de forma que a diferença entre os instantes de aquisição entre dois canais consecutivos seja de $0,3\bar{3}$ s. Para se reduzir este intervalo, procedeu-se à mesma aquisição, mas à taxa de 5 Hz, conforme ilustra a parte (b) da mesma figura, e eliminaram-se 4 amostras (pontos vazios) de cada grupo de 5. Desta forma, impôs-se aos dados uma frequência de 1Hz, mas agora com um intervalo entre os instantes de aquisição de dois canais consecutivos de $0,0\bar{6}$ s, conforme ilustra a parte (c) da Figura 4.19.

Neste trabalho, a relação temporal entre os sinais do anemômetro e dos sensores de PMS e pressão é muito importante, na medida em que estes últimos serviram de referência no alinhamento dos ciclos. Após o processo, ajustado para cada rotação do motor, a resolução do sinal foi de uma amostra por grau do virabrequim. Empregando-se a sub-amostragem aos sinais, foi possível reduzir a incerteza inerente ao processo de alinhamento dos ciclos e, conseqüentemente, do cálculo da intensidade de turbulência.

4.4 CÁLCULO DA INTENSIDADE DE TURBULÊNCIA

De uma maneira simplificada, o anemômetro de temperatura constante mede a velocidade de um escoamento com base na taxa de transferência de calor de um fio aquecido para o

fluido. O elemento sensível, um fio muito delgado (1,25 mm de comprimento e 9 μm de diâmetro), soldado à extremidade de duas agulhas de platina, é aquecido a uma temperatura superior à do escoamento no qual é inserido. O circuito de alimentação do fio mantém sua temperatura constante compensando as perdas de potência dissipada para o escoamento.

Por se tratar de um sensor térmico, o comportamento do anemômetro é função não somente da velocidade do escoamento, mas também das propriedades do fluido, principalmente de sua temperatura e pressão. As aplicações convencionais da anemometria requerem que as medições se dêem às mesmas condições da calibração. Ainda assim, é possível aplicar relações de compensação para flutuações da temperatura do escoamento, possibilitando o emprego de um único polinômio de calibração. No caso de flutuações de pressão, esta compensação é feita a partir do balanço de energia através do fio, requerendo medições locais precisas de temperatura e pressão. No caso do interior do cilindro de motores de combustão interna, estas medições se tornam por demais complicadas e intrusivas.

Alguns autores (Lancaster, 1976; Witze, 1980) aplicaram relações de compensação dos efeitos da temperatura e pressão sobre o sinal de anemômetros a partir de medições em motores de teste. Lancaster (1976) empregou uma sonda tridimensional, com um microtermopar conectado à extremidade de uma das agulhas de suporte do fio, de forma que pudesse ter um controle mais rigoroso das condições de contorno do elemento. Não obstante os esforços, as incertezas de medição foram estimadas em 20%, já incluídos os erros associados ao processo de compensação das flutuações de temperatura e pressão.

Na medida em que se trata de um sensor termo-sensível cujo sinal puro é função da velocidade do escoamento, da temperatura e pressão do fluido, o anemômetro, caso não se proceda à calibração da sonda, fornece informações do estado de agitação do escoamento.

O cálculo da intensidade de turbulência no escopo deste trabalho requer o cuidado na sua definição, na medida em que é diferente e mais abrangente que a definição clássica, que leva em consideração somente os momentos associados à velocidade do escoamento. Ao empregar o sinal puro do anemômetro, este trabalho se valeu do fato de o anemômetro ser um instrumento termo-sensível para quantificar o estado de agitação do

escoamento em termos de sua velocidade, temperatura e pressão. Desta forma, segundo a definição apresentada, a intensidade de turbulência passa a contemplar as flutuações de velocidade, temperatura e pressão em um único parâmetro.

A relação clássica para expressão da intensidade de turbulência considera um escoamento em regime estacionário para o qual se calculam as flutuações de velocidade em torno de uma média temporal. Nesse caso, o escoamento não deve sofrer variações consideráveis em sua velocidade média e as flutuações em torno desta são conseqüentes de forças viscosas de interação das camadas do fluido somente.

Caso estas considerações fossem aplicadas aos motores de combustão interna, as alterações no escoamento conseqüentes do movimento dos pistões e válvulas seriam diretamente imputadas como turbulência. Desta forma, o cálculo da intensidade de turbulência no interior do cilindro requereu uma adequação. Esta adequação consistiu da substituição da referência temporal por outra em termos do ângulo do eixo virabrequim. Desta forma, o valor de velocidade obtido em um determinado ângulo de um determinado ciclo é comparado ao valor obtido para o mesmo ângulo, mas de outro ciclo. Fazendo-se medições ao longo de um número de ciclos representativo do comportamento do motor, calcula-se a intensidade de turbulência utilizando a referência angular, ao invés da temporal. Este método foi empregado com êxito por Lancaster (1976 a) e por Ikeda *et al.* (2000).

A intensidade de turbulência foi definida como a razão da média quadrática da flutuação de velocidade sobre a média amostral angular, definidas segundo a equação 3.2. Essa razão é expressa em valor percentual, e é dada por:

$$IT(\theta) = \frac{u'(\theta)}{\bar{U}(\theta)} \% \quad (4.2)$$

em que $IT(\theta)$ é a intensidade de turbulência calculada para ângulo θ do virabrequim, $u'(\theta)$ é a média quadrática da flutuação de velocidade $u'(\theta)$ e $\bar{U}(\theta)$ é a velocidade média amostral para o ângulo θ do virabrequim.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo, apresentam-se os resultados das medições no motor, tanto no que diz respeito às medições no interior do cilindro e coletor de admissão, quanto à formação de poluentes. A seqüência de apresentação difere da empregada na realização das medições, mas segue a ordem da análise do processo de combustão e de suas implicações.

5.1 CÂMARA DE COMBUSTÃO

A intensidade da turbulência – IT no interior do cilindro é determinativa sobre a qualidade da formação da mistura ar-combustível, que influencia preponderantemente a velocidade de propagação da chama e a qualidade do processo de combustão. À medida em que se elevam as taxas de difusão, o processo de homogeneização da mistura se intensifica reduzindo a formação local de zonas pobres ou excessivamente ricas. Eleva-se, portanto, a quantidade de combustível queimada e, conseqüentemente, a eficiência do motor.

A Figura 5.1 ilustra os resultados de intensidade de turbulência calculada a partir das medições realizadas no interior do cilindro. As linhas verticais indicam a abertura da válvula de admissão a -6° (6° aPMS), o fechamento da válvula de exaustão a 6° (6° dPMS), o fechamento da válvula de admissão a 226° (46° dPMI) e a liberação da centelha a 332° (28° aPMS) respectivamente.

Durante a admissão e quase toda a compressão, as curvas de intensidade de turbulência de ambas as configurações tiveram formas semelhantes, mas valores médios diferentes. O motor turbo apresentou uma IT média de 17%, enquanto este valor para o motor aspirado foi de 6%, com uma diferença média de 11%.

Próximo ao final da exaustão, observa-se uma elevação local da IT. No motor aspirado, quando a válvula de admissão se abre, a IT se reduz rapidamente até o PMS, quando se eleva novamente atingindo um ponto máximo local. A IT em ambas as configurações é sensível ao movimento das válvulas. O cruzamento de válvulas tem a função de otimizar a eficiência volumétrica do motor por meio da lavagem do cilindro. Desta forma, aproveita-se a inércia dos gases de exaustão para maximizar a quantidade de mistura ar-combustível que adentra o cilindro. Esta é prática comum em motores de 2 válvulas por cilindro, mas

inexistente em motores de 4 válvulas por cilindro com o chamado fluxo cruzado. Quando ambas as válvulas estão abertas, intensifica-se o escoamento que adentra o cilindro no sentido da válvula de exaustão com efeito sobre a turbulência. Atribui-se, portanto, esta

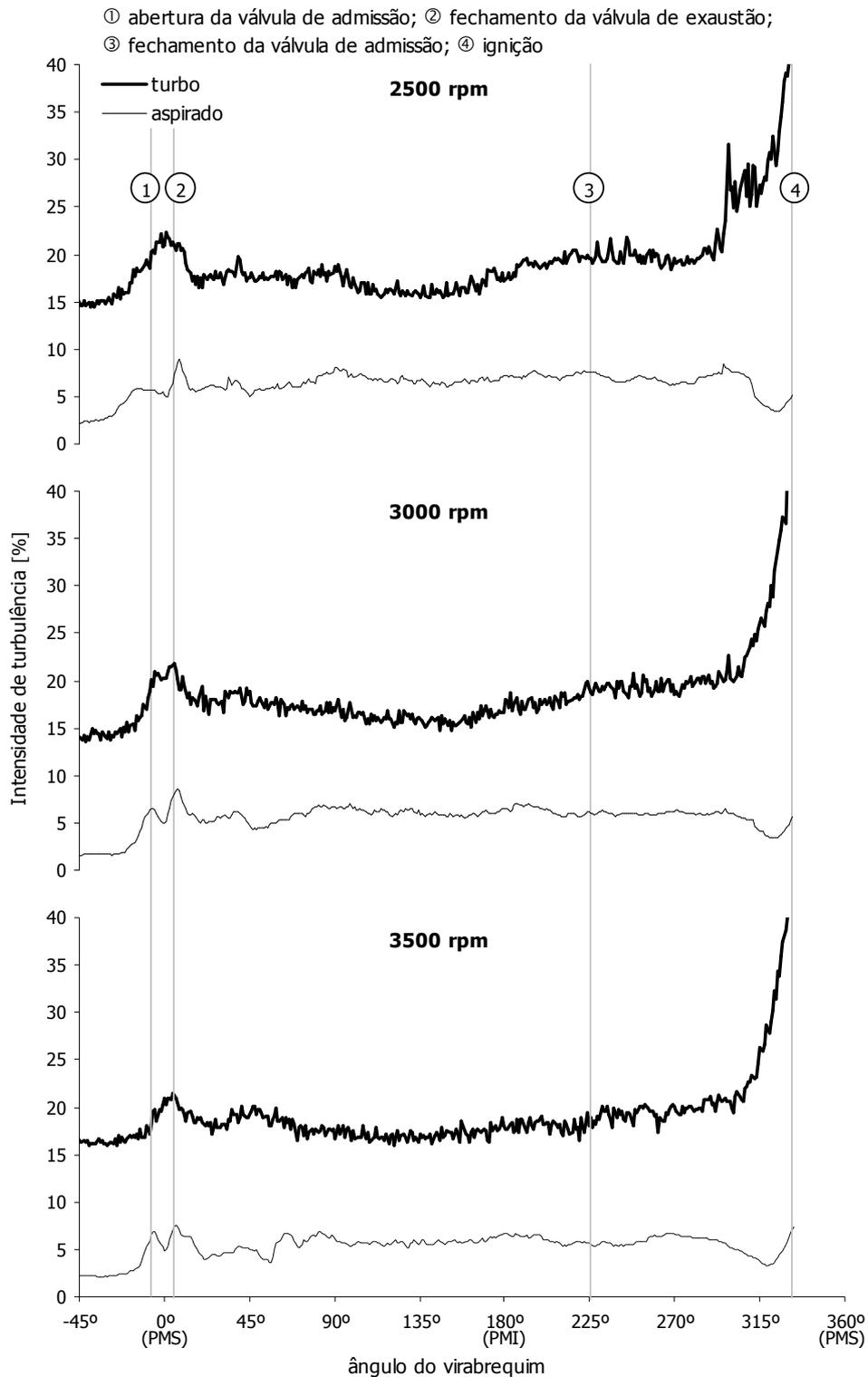


Figura 5.1 – Intensidade de turbulência no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim para as rotações de 2500, 3000 e 3500 rpm

elevação local da IT à alteração no regime do escoamento no interior do cilindro decorrente do movimento das válvulas. A sonda foi especialmente sensível a esta alteração em função da reorientação do escoamento na direção da vela.

Considerando-se os valores médios da IT calculados em um período anterior (45° a 15° aPMS, -15° a 45°) e outro posterior (15° a 45° dPMS, 15° a 45°) à elevação local mencionada, houve um incremento de cerca de 2% para todas as rotações do motor aspirado, e 4% para sua versão turboalimentada. O escoamento dos gases de exaustão com e sem combustão têm características distintas, sobretudo para a expansão e início da exaustão. No entanto, sob condições normais de funcionamento do motor, o escoamento dos gases ao final da exaustão é residual e muito menos intenso que quando da abertura da válvula de exaustão. Desta forma, é provável que o incremento que se observa nas curvas de IT, anterior e posteriormente ao cruzamento de válvulas, sofra pouca influência do fato de se terem realizado medições sem combustão.

Entre 45° e 315° (45° dPMS e 45° aPMS), a IT no motor turbo passa por uma ligeira redução de 3% a 4% próximo ao PMI, variando entre 16% e 20%. Até o PMI, as grandes estruturas do escoamento tomam a dimensão do cilindro e sofrem ainda forte influência do movimento de admissão. As variações sofridas pela curva de IT do motor aspirado foram menos intensas que aquelas observadas na sua versão turboalimentada.

Houve pouca influência da rotação sobre o comportamento geral das curvas de IT em ambas as configurações do motor. A Figura 5.2 ilustra as curvas para o motor turbo sobrepostas para as três rotações estudadas. As curvas são muito semelhantes ao longo de toda a sua extensão, tanto na forma quanto na amplitude, inclusive durante o cruzamento de válvulas. Observou-se apenas uma ligeira diferença, à altura dos 315° , para a curva obtida a 2500 rpm. A Figura 5.3 ilustra ainda as curvas de IT nas mesmas três rotações do motor aspirado. Novamente, as curvas de IT são semelhantes em toda a extensão, tanto na forma quanto na amplitude. Somente para a rotação de 2500 rpm foi observada uma ligeira diferença das demais. Constata-se, portanto, que a IT sofre pouca influência da rotação.

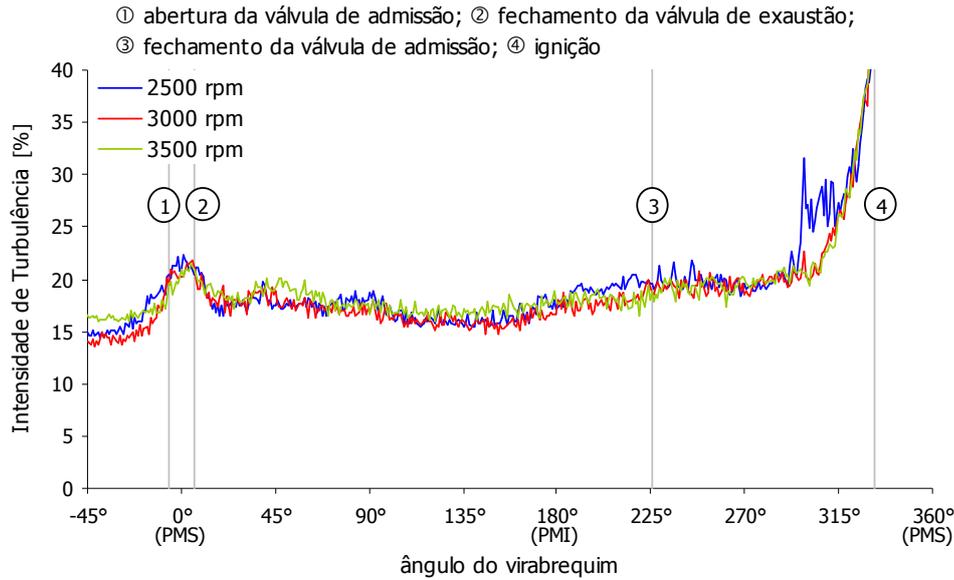


Figura 5.2 – Intensidade de turbulência no motor turbo no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim para as rotações de 2500, 3000 e 3500 rpm

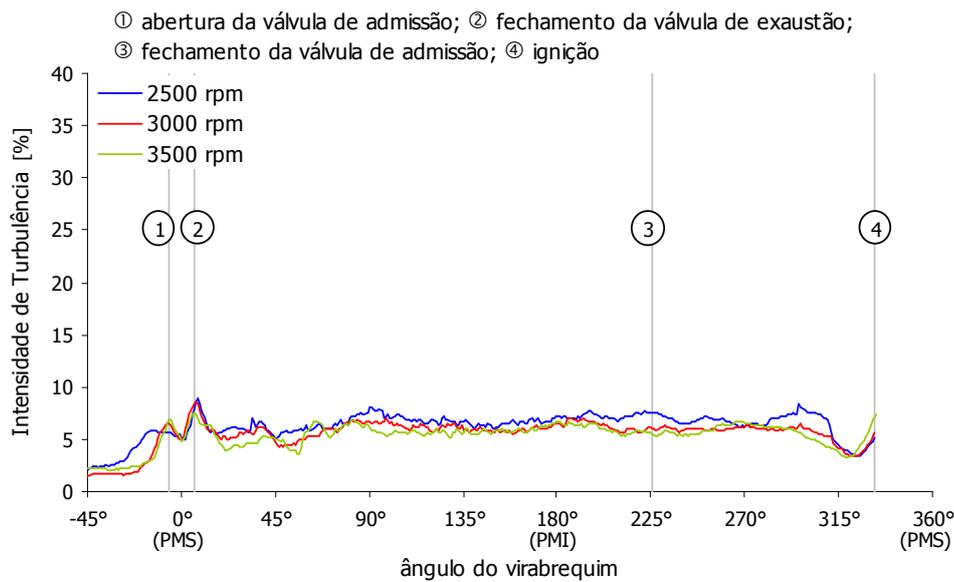


Figura 5.3 – Intensidade de turbulência no motor aspirado no interior do cilindro em função do ângulo do virabrequim para as rotações de 2500, 3000 e 3500 rpm

Embora a válvula de admissão se mantivesse aberta por 232° (6° aPMS a 46° dPMI), as ondas de pressão existentes no coletor de admissão exerceram pouca influência sobre a IT no interior do cilindro. Observações de pressão no interior do cilindro sem combustão indicam que essas ondas são praticamente imperceptíveis, na medida em que o cilindro atua como uma câmara de equalização (*plenum*) (Cruz *et al.*, 2003). Essas curvas de pressão são ilustradas na Figura 5.4.

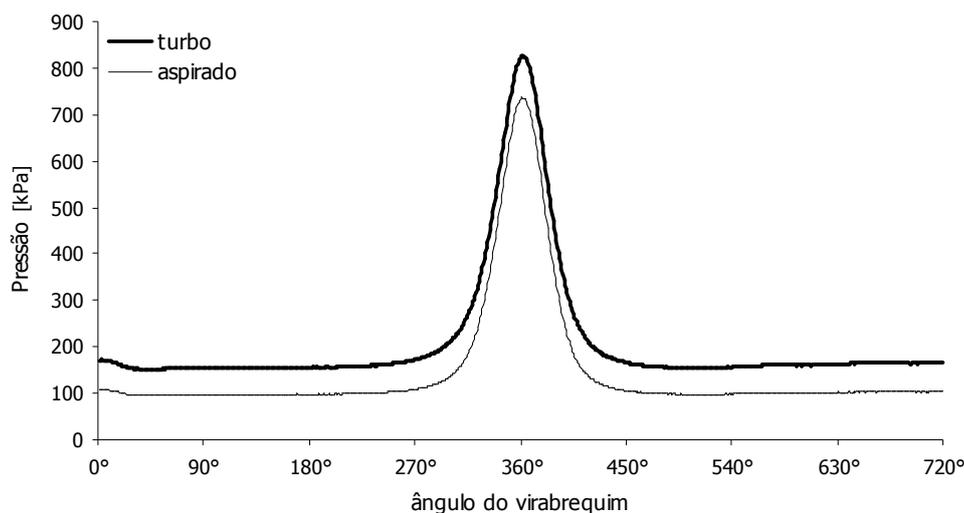


Figura 5.4 – Pressão no interior do cilindro sem combustão em função do ângulo do virabrequim (Cruz *et al.*, 2003)

As curvas de IT aqui apresentadas possuem características semelhantes às aquelas observadas nos resultados de Ikeda *et al.* (2000) e por Richter (2003). A semelhança com os resultados de Ikeda *et al.* (2000) acontece, inclusive, para os instantes iniciais do ciclo, quando se observa um pico na curva de IT em função do movimento das válvulas.

5.2 COLETOR DE ADMISSÃO

Os resultados obtidos no estudo apresentado no Apêndice A, feito na bancada de simulação de coletores de admissão, indicaram que, em todos os arranjos do comando de válvulas, houve forte influência da curvatura do coletor sobre o escoamento, fazendo com que este tendesse à ramificação mais externa da curva. Além disso, verificou-se que, com o fechamento da válvula em uma das ramificações, elevou-se a vazão de ar na outra ramificação. Outra verificação importante do estudo foi a de que o escoamento é sensível ao movimento da válvula, mesmo antes que esta se feche por completo.

Conforme mencionado no item 4.2.4, os ensaios no coletor de admissão seguiram o mesmo procedimento das medições no interior do cilindro. Essas condições dizem respeito à configuração do sistema de alimentação, rotação do motor e ausência de combustão. Para o processamento, referenciou-se o sinal ao ângulo do eixo virabrequim por meio do sensor de PMS. O processamento seguiu também a mesma metodologia, com a identificação do PMS, o alinhamento dos ciclos e o cálculo da IT. A Figura 5.5 ilustra as curvas de IT calculadas para as duas configurações do motor nas três rotações.

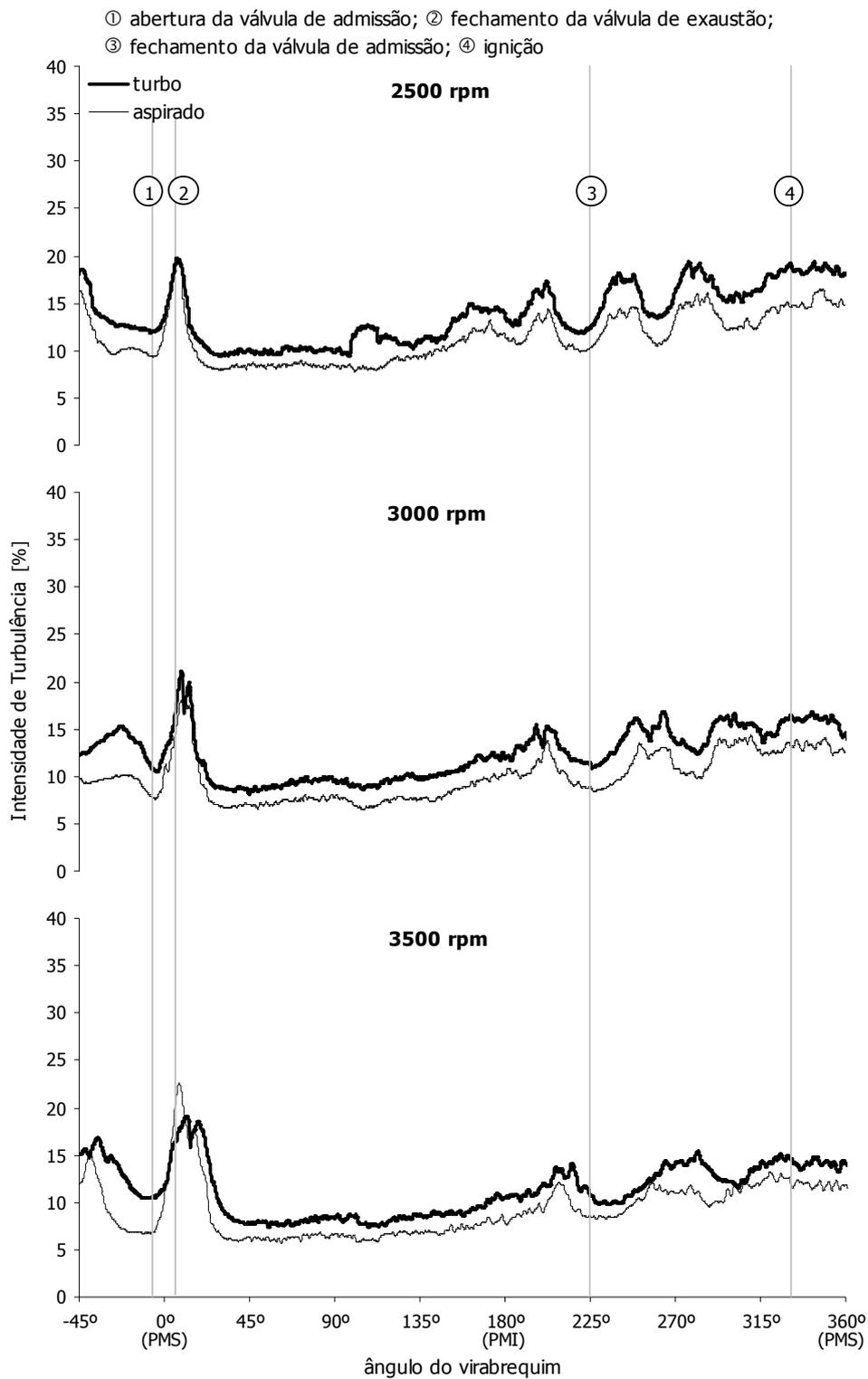


Figura 5.5 – Intensidade de turbulência no coletor de admissão em função do ângulo do virabrequim para as rotações de 2500, 3000 e 3500 rpm

As curvas de IT obtidas para ambas as configurações tiveram aspectos semelhantes. Novamente, a configuração turboalimentada forneceu valores de intensidade de turbulência

mais elevados para todas as rotações. A diferença entre as curvas girou entre 2% e 3%. A exceção se faz próximo ao cruzamento de válvulas. Desta forma, constata-se que a diferença da IT no coletor de admissão se intensifica quando a mesma análise é feita no interior do cilindro.

Com a abertura da válvula de admissão, ocorre um crescimento intenso da curva de IT, que alcança um máximo próximo ao fechamento da válvula de admissão. Este máximo local é consequência do início da admissão, quando a velocidade do escoamento se eleva repentinamente. Após este pico na IT, a curva se mantém praticamente constante até 90° (90° dPMS). Observa-se, então, uma ligeira elevação na IT até por volta do PMI (180°). Para a rotação de 2500 rpm, com relação, especialmente, ao motor turbo, observam-se oscilações na IT já por volta do PMI (180°).

Comparando-se as curvas de IT obtidas para as três rotações, observam-se fortes oscilações após o PMI. Estas oscilações estão relacionadas ao fechamento da válvula de admissão. Quando a válvula começa a se fechar, inicia-se a restrição da passagem do escoamento até o bloqueio completo. Em consequência, ondas de pressão se propagam no sentido do início da ramificação. O primeiro pulso da curva de IT ocorre antes que a válvula se feche por completo. Os dois pulsos seguintes ocorrem com a válvula já fechada. A Tabela 5.1 apresenta os valores de tempo, em segundos, em que estes pulsos ocorrem, para cada rotação de ambas as configurações. A referência temporal para os valores constantes da Tabela 5.1 é o início do ciclo, ou seja, 0° do eixo virabrequim.

Tabela 5.1 – Tempo estimado da ocorrência dos pulsos nas curvas de IT (ms)

evento	aspirado			turbo		
	2500 rpm	3000 rpm	3500 rpm	2500 rpm	3000 rpm	3500 rpm
pulso 1	0.013	0.011	0.010	0.013	0.011	0.010
pulso 2	0.016	0.014	0.013	0.016	0.014	0.013
pulso 3	0.019	0.017	0.016	0.019	0.017	0.016
fechamento da válvula de admissão	0.015	0.013	0.011	0.015	0.013	0.011

Como se observa, o instante em que ocorre o primeiro pulso varia com a rotação, mas

independe da configuração do motor. O mesmo se observa para os pulsos 2 e 3. Conseqüentemente, os intervalos entre dois pulsos em uma rotação têm a mesma duração para ambas as configurações. A Figura 5.6 e a Figura 5.7 ilustram, para as configurações aspirada e turboalimentada, respectivamente, as curvas de IT alinhadas, adotando-se o instante de ocorrência do primeiro pulso como referência temporal. Para efeito de simplificação, essas figuras abrangem apenas o trechos que contemplam os três pulsos mencionados. Os instantes de fechamento da válvula de admissão para cada rotação são identificados pelos pontos pretos nessas curvas.

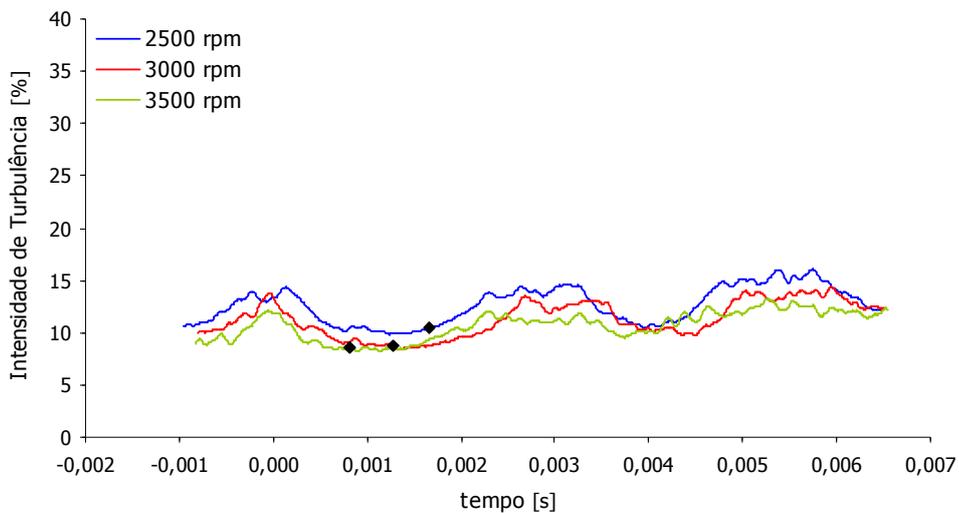


Figura 5.6 – Curvas de intensidade de turbulência no coletor de admissão do motor aspirado alinhadas em função do primeiro pulso

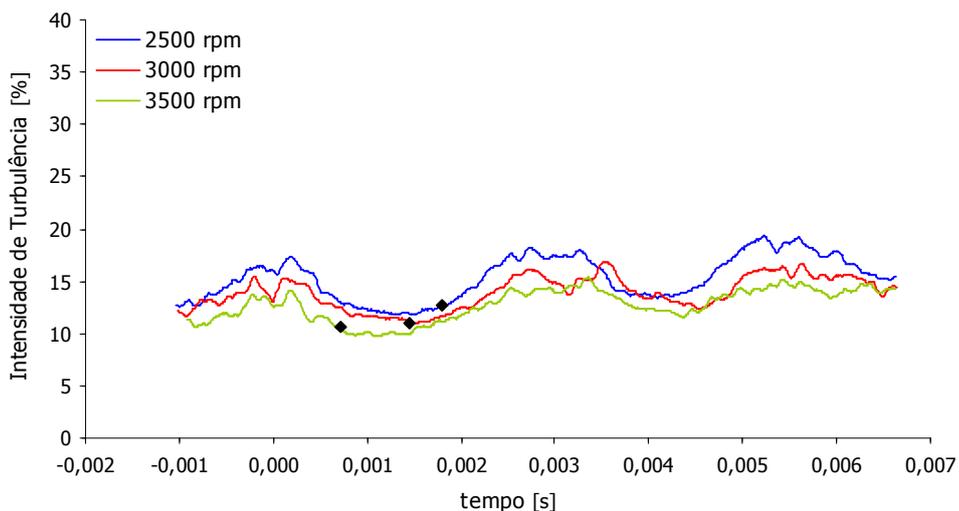


Figura 5.7 – Curvas de intensidade de turbulência no coletor de admissão do motor turbo alinhadas em função primeiro pulso

Com as curvas alinhadas segundo essa nova referência temporal, observa-se que os pulsos

na IT têm a mesma distribuição ao longo do tempo. Esta observação se constata tanto para o motor aspirado (Figura 5.6) quanto turboalimentado (Figura 5.7). Observa-se ainda que, com o aumento da rotação, reduz-se o tempo entre o primeiro pulso e o fechamento da válvula de admissão. Na medida em que se eleva a rotação, eleva-se a velocidade do escoamento coletor de admissão, e também a sensibilidade do escoamento ao fechamento da válvula.

Conforme se observa nas duas figuras anteriores, à medida em que a rotação se eleva, reduz-se a IT no coletor de admissão. Em escoamentos de jato livre, por exemplo, a elevação da velocidade média intensifica as flutuações em torno desta média. A provável justificativa para a redução observada é que as flutuações tenham crescido em taxas inferiores às da velocidade média, fazendo com que a razão entre a média quadrática das flutuações e a velocidade média se reduzisse.

As curvas de pressão obtidas por Sodré *et al.* (2003), ilustradas na Figura 3.3, mostram que, com o fechamento da válvula de admissão, ocorreu um crescimento intenso da pressão, após o qual se observam pulsos de menor intensidade à medida em que a pressão decresce. Pode-se atribuir os pulsos nas curvas de IT às ondas de pressão no interior do coletor de admissão. Além disso, o primeiro pulso na curva de IT é conseqüência do início do fechamento da válvula, que se manifesta sob a forma de uma alteração no regime do escoamento.

5.3 FORMAÇÃO DE POLUENTES

Simultaneamente aos ensaios de caracterização do motor, realizaram-se medições de poluentes nos gases de exaustão. Conforme consta do item 4.2, a seção de medição situava-se logo em seguida à saída da turbina. A sonda para coleta dos gases interrompia quaisquer reações residuais no sistema de exaustão, e transferia a amostra para as células de medição no analisador de gases. A análise abrangeu as emissões de monóxido de carbono, hidrocarbonetos não queimados e dióxido de carbono.

A formação de monóxido de carbono está relacionada à massa de combustível não queimada. Os níveis de formação de CO crescem à medida em que se enriquece a mistura ar-combustível admitida no motor. Como o turbocompressor proporcionou um incremento

na pressão no interior do cilindro, é certo que houve também um incremento na temperatura. Na medida em que o turbocompressor promoveu o incremento da intensidade de turbulência no interior do cilindro, supõe-se que a combustão no motor turboalimentado ocorreu mais rapidamente, proporcionando um período mais longo para a queda da temperatura durante a expansão e a exaustão. Embora seu consumo de combustível seja ligeiramente superior, a quantidade de ar admitida pelo motor turboalimentado foi substancialmente superior. Desta forma, a relação de emissão específica de CO para o motor turboalimentado foi inferior àquela do aspirado, conforme ilustra a Figura 5.8. A dispersão que se observa nos dois primeiros pontos da curva de emissão específica de CO para o motor aspirado decorre da amplificação da incerteza de medição associada ao cálculo da potência nestes pontos. Mesmo que se considere a situação de menor emissão para o motor aspirado, permanecem as reduções promovidas pela configuração turboalimentada.

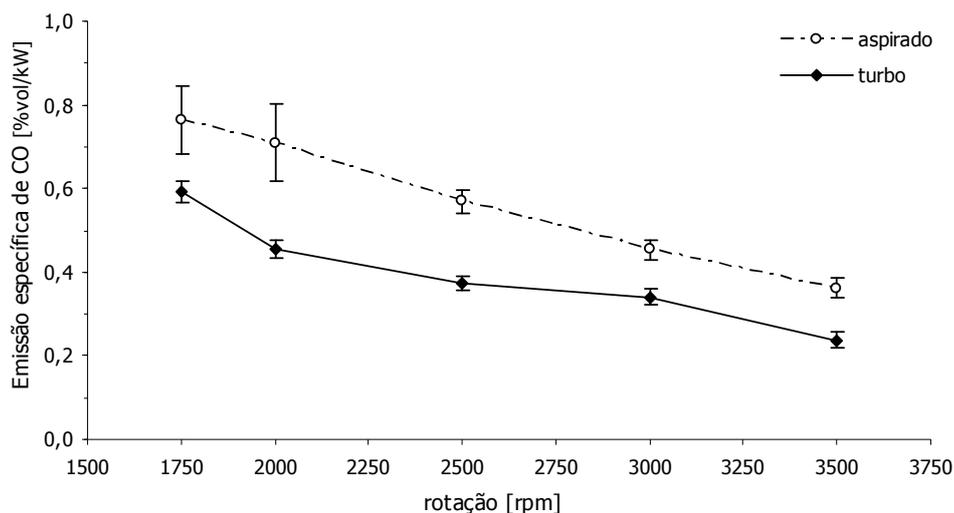


Figura 5.8 – Emissão específica de CO em função da rotação.

Em adição aos benefícios técnicos do processo aprimorado de combustão, a redução das emissões de CO são críticas devido à sua toxicidade. Além de incolor, inodoro e insípido, o CO possui afinidade com a hemoglobina 210 vezes superior à do O₂, reduzindo o transporte de oxigênio pela corrente sanguínea, comprometendo a oxigenação de todos os tecidos do corpo humano. Além disso, o CO é um gás de efeito estufa indireto; sua reação com a hidroxila reduz a concentração deste composto, que tem papel importante na redução da vida de outros gases de efeito estufa, como o metano (CH₄).

A elevação da turbulência do escoamento promovida pela turboalimentação, conforme mencionado nas seções 5.1 e 5.2, intensifica os mecanismos de transporte de massa no interior do cilindro e reduz o acúmulo de combustível em suas frestas. Este acúmulo, conforme o estudo de Choi *et al.* (2001), representa 66,9% da massa de combustível não queimada. Além disso, embora as porções residuais de combustível não tenham sido queimadas durante o período de maior taxa de liberação de calor, sua oxidação ocorre ainda ao longo da expansão e da exaustão. A Figura 5.9 ilustra os resultados das medições de HC para ambas as configurações do motor.

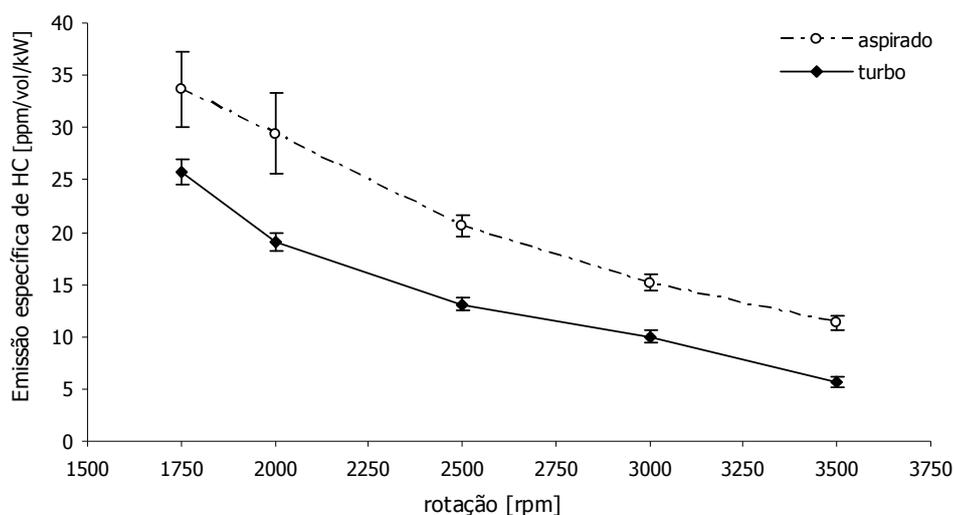


Figura 5.9 – Emissão específica de HC em função da rotação.

Em decorrência da intensificação dos mecanismos de transporte de massa no interior do cilindro, e da redução do acúmulo de combustível em suas frestas, o motor turboalimentado proveu condições menos favoráveis à formação de hidrocarbonetos não queimados. Em decorrência disto, os níveis de emissão de hidrocarbonetos não queimados no motor turboalimentado foram inferiores àqueles observados em sua versão aspirada, conforme se observa na Figura 5.9.

O HC é cancerígeno e tóxico, e seus efeitos de curto prazo sobre a saúde humana são a irritação das mucosas e dificuldades na respiração. No Brasil, onde o combustível é formado pela adição de 20% de álcool anidro à gasolina em base volumétrica torna-se importante o emprego de reatores catalíticos com o fim de se reduzirem os níveis de emissão de HC.

Como já se mencionou anteriormente, a oxidação completa de um hidrocarboneto produz apenas CO_2 e água. Em semelhança ao monóxido de carbono e aos hidrocarbonetos não queimados, as emissões específicas de CO_2 no motor turboalimentado foram inferiores às verificadas para o motor aspirado, com exceção das rotações de 1750 e 2000 rpm. A redução da emissão de CO_2 se confirmou para as demais rotações, nas quais a operação do motor é mais freqüente.

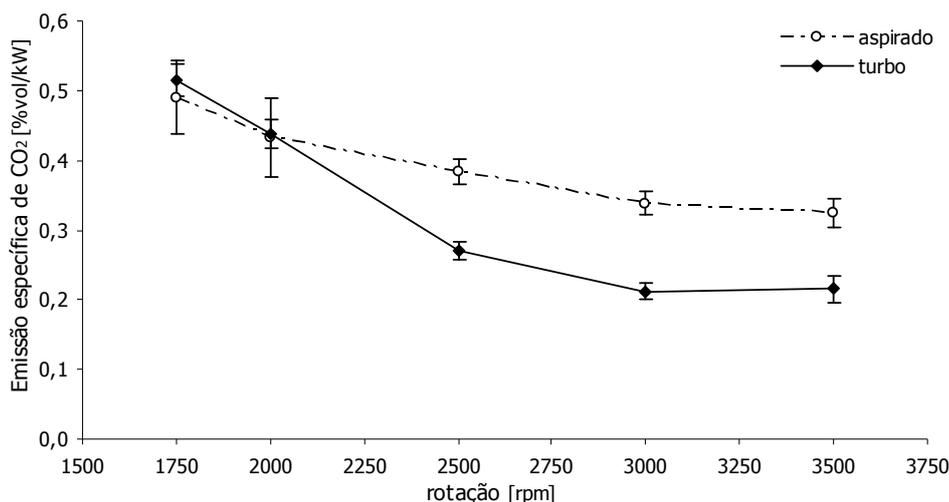


Figura 5.10 – Emissão específica de CO_2 em função da rotação.

Embora não tenha efeito negativo direto sobre a saúde do corpo humano, o CO_2 é o principal gás causador do efeito estufa. De fato, para fins de intercâmbio, o Painel Intergovernamental para Mudanças Climáticas – IPCC estabeleceu a equivalência entre as emissões de diversos gases de efeito estufa e de dióxido de carbono. Desta forma, expressam-se as emissões dos demais gases de efeito estufa em termos de CO_2 equivalente.

Com base nos resultados apresentados, constata-se que a turboalimentação do motor promoveu a redução das emissões específicas dos poluentes analisados em relação à versão aspirada. O conteúdo poluente da potência disponibilizada pelo motor turboalimentado foi, portanto, significativamente menor.

A melhoria no desempenho do motor decorreu da elevação da pressão no interior do cilindro pela admissão de uma quantidade maior de ar. Em decorrência da turboalimentação, observou-se, em nível microscópico, que a preparação da mistura para o processo de combustão foi beneficiada por um grande incremento na intensidade de turbulência da mistura ar-combustível. Este incremento, por sua vez, leva à maior

homogeneidade da mistura ar-combustível, ao aumento da área da frente de chama e à intensificação do transporte de calor e massa na frente de chama, sendo estes de suma importância para o bom desenvolvimento da combustão.

Estas constatações se manifestaram sob a forma de aumento da potência do motor, redução do consumo específico de combustível, e redução das emissões específicas de poluentes. Estes atributos conferem ao turbocompressor a característica suplementar de melhoria da sustentabilidade da energia gerada a partir do uso de combustíveis em motores de combustão interna.

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

A hipótese deste trabalho é que a turboalimentação, além da elevação da pressão dos gases de admissão, provoca o aumento da intensidade de turbulência no interior do cilindro e no coletor de admissão. O objetivo deste trabalho foi verificar a influência da turboalimentação sobre a intensidade de turbulência no escoamento da mistura ar-combustível no interior de um motor originalmente aspirado. Para a verificação da hipótese e a consecução do objetivo proposto, foram feitos ensaios de caracterização do motor, estabelecido o aparato experimental e definida a metodologia de ensaios e de processamento de dados, além das medições no interior do cilindro, coletor de admissão e de emissões.

Os resultados experimentais mostram que:

a) Sobre a caracterização do motor:

- ✓ A seleção e o ajuste do turbocompressor ao motor aspirado foram adequados, na medida em que a sobrealimentação foi significativa ao longo de toda a faixa de operação do motor;
- ✓ O ajuste da válvula de alívio do turbocompressor foi adequado, na medida em que se observaram valores de temperatura dos gases de exaustão semelhantes em ambas as configurações;
- ✓ Obtiveram-se ganhos de potência e reduções de consumo específico de combustível por meio do emprego do turbocompressor em toda a faixa de operação do motor.

b) Sobre o aparato experimental, a metodologia de ensaios de processamento de dados:

- ✓ A temperatura da sonda anemométrica de fio quente foi adequada à manutenção de suas características de operação e à sua integridade;
- ✓ A calibração do sinal de PMS em relação à pressão de compressão no motor, bem como o seu emprego para o estabelecimento da referência temporal dos sinais de

velocidade foram adequados;

- ✓ O cálculo da Intensidade de Turbulência a partir do sinal do anemômetro se mostrou consistente com resultados obtidos a partir de medições com velocimetria a laser – LDV.

c) Sobre as medições no interior do cilindro:

- ✓ As curvas de intensidade de turbulência calculadas para ambas as configurações tiveram formas semelhantes, mas valores médios diferentes;
- ✓ Devido ao seu posicionamento, a sonda anemométrica foi especialmente sensível ao movimento das válvulas, manifesto sob a forma de um pico na curva de intensidade de turbulência na região do cruzamento de válvulas;
- ✓ Para as rotações de 2500, 3000 e 3500 rpm, os valores de intensidade de turbulência para a configuração turboalimentada do motor foram, em média, 11% superiores àqueles relativos à configuração aspirada;
- ✓ A rotação não exerceu influência significativa sobre as curvas de intensidade de turbulência de ambas as configurações do motor.

d) Sobre as medições no coletor de admissão:

- ✓ As curvas de intensidade de turbulência calculadas para ambas as configurações tiveram formas semelhantes, mas valores médios diferentes. A curva de intensidade de turbulência do motor turboalimentado foi, em média, 3% superior;
- ✓ Observaram-se alterações nas curvas de intensidade de turbulência em decorrência do fechamento da válvula de admissão. Considerando-se uma escala temporal aplicada às três rotações analisadas, observou-se que as alterações possuem a mesma distribuição temporal;
- ✓ A rotação não exerceu influência significativa sobre as curvas de intensidade de

turbulência de ambas as configurações do motor.

e) Sobre as medições de emissões:

- ✓ As emissões específicas de CO, HC e CO₂ da configuração turboalimentada foram significativamente inferiores às da versão aspirada para todas as rotações consideradas. A exceção se faz para as medições de CO₂ às rotações de 1750 e 2000 rpm, em que não se observaram diferenças.

6.1 RECOMENDAÇÕES

A análise da dinâmica do escoamento pode ser significativamente incrementada pela medição simultânea de pressão e velocidade em uma mesma ramificação do coletor, ou ainda, pela medição simultânea de velocidade em duas ramificações.

No tocante ao processo de combustão no interior do cilindro, a seqüência natural deste trabalho é a realização de medições de velocidade com técnicas que permitam a análise do processo reativo e do desenvolvimento da combustão. Até o presente momento, o emprego destas técnicas demanda recursos indisponíveis na Universidade de Brasília, na medida em que o custo do aparato experimental é, no mínimo, uma ordem de grandeza superior ao que se empregou neste trabalho.

Para se estreitar a comparabilidade dos resultados com as tecnologias de motores hoje disponíveis, sugere-se que os ensaios se repitam em motores de 2 e de 4 válvulas por cilindro e com injeção eletrônica. Esta alternativa requererá todas as facilidades necessárias à alteração do regime do motor, sobretudo no que diz respeito à adequação do funcionamento da central eletrônica ao implemento do turbocompressor.

Uma vez que se viabilize o emprego de técnicas ópticas de análise do escoamento no cilindro, sugere-se o estabelecimento de um paralelo numérico-experimental à análise, com esta ou com outras instituições que já o venham fazendo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHMADI-BEGRUI, B. et al. Calculations and measurements of the flow in a motored model engine and implications to open-chamber direct injection engines. In: Proc. A.S.M.E. Symposium on Three-Dimensional Turbulent Shear Flows, **Anais...** 1982.

CARBON MONOXIDE NEWS. In: **GreenHouse Gas Online**. Disponível em: <<http://www.ghgonline.org/otherco.htm>>. Acesso em: 25 de novembro de 2005.

CAVALCANTI, C.B.; VIANNA, J.N.S. Análise dos Parâmetros Operacionais de Motores do Ciclo Otto Turboalimentados. Brasília: Universidade de Brasília, 1989.

CHAN V.S.S.; TURNER J.T. Velocity measurement inside a motored internal combustion engine using three-component laser Doppler anemometry. **Optics & Laser Technology**, p. 557-566, 2000.

CHOI, H.; KIM, S.; MIN, S. Oxidation of Unburned Hydrocarbons from Crevices in Spark-Ignition Engines. In: The Fifth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines – COMODIA 2001. **Anais...** Nagoya – Japão, 2001.

CRUZ, P.T.A.; VIANNA, J.N.S.; MOREIRA, C.S. Study of the turbulence intensity variation within the combustion chamber of a SI engine due to turbocharging. In: SAE-Brasil 2003. **Anais...** São Paulo, 2003. Artigo 269/2003.

DENT, J.C.; SALAMA, N.S. Turbulence structure in the spark ignition engine. In: Mech. E. Conference in Combustion Engines. **Anais...** Cranfield, 1975. Paper No. C83/75.

ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY (EUA). **Inventory of U.S. Greenhouse Gas Emissions and Sinks, 1990 – 2003**, Washington DC, EUA, 2005.

GOSMAN, A.D. **Thermodynamics and Gas. Dynamics of Internal Combustion**

Engines – Vol. 2. Oxford, Inglaterra: D. Oxford University Press, 1986.

HEYWOOD, J.B. Combustion and its Modeling in Spark-Ignition Engines. In: The Third International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines – COMODIA 94. **Anais...** Nagoya, Japão, 1994.

HINZE, J.O. **Turbulence.** New York, Estados Unidos, McGraw-Hill, 1959.

HONG, C.W.; TARNG, S.D. Direct measurement and computational analysis of turbulence length scales of a motored engine. **Experimental Thermal and Fluid Science** **16.** p. 277-285, 1998.

IKEDA Y. et al. Spark plug-in Fiber LDV for turbulent intensity measurement. Nissan Motor Co., Ltd., Japão, 2000.

KUO, K.K. **Principles of Combustion.** Estados Unidos: Wiley Interscience Publication, 1986.

LANCASTER, D.R. Effects of Engine Variables on Turbulence in a Spark-Ignition Engine. **SAE Transactions.** 760159, 1976.

LOMAS, C. G. **Fundamentals of Hot Wire Anemometry.** Cambridge, Inglaterra, Cambridge University Press, 1986.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA (Brasil). **Balanco Energético Nacional, 2004,** Brasília, 2005. 170 p.

MOREIRA, C.S. Estudo da Aerodinâmica Interna de Motores do Ciclo Otto. Brasília: Universidade de Brasília, 2005.

MORSE, A.P.; WHITELAW. J.H.; YIANNESKIS, M. The flow characteristics of a piston-cylinder assembly with an off centre open port. Proc. I. Mech. E. **Anais...** p. 291-299, 1980.

NAÇÕES UNIDAS. World Population Prospects: The 2004 Revision

Population Database. In: Department of Economic and Social Affairs, 2004. Disponível em: <<http://esa.un.org/unpp/>>. Acesso em: 25 de novembro de 2005.

NEWHALL, H.K. Kinetics of Engine-Generated Nitrogen Oxides and Carbon Monoxide. Proceedings of the Twelfth International Symposium on Combustion. **Anais...** p. 603-613, Mono of Maryland, Estados Unidos, 1968.

PHILIPP H. et al. A Tomographic Camera System for Combustion Diagnostics in SI Engines. **SAE Transactions**. 950681, 1995.

RASSWEILER, G.M.; WITHROW, L. Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards. **SAE Transactions**. 800131, 1980.

RICHTER, J.W. Optical Diagnostics applied to an Optical Accessible Direct Injection Diesel Engine. Brasília: Universidade de Brasília, 2003.

SODRÉ, J.R. et al. Analysis of the Fluid Flow in Two Intake Pipes with a Junction. 17th International Congress of Mechanical Engineering – COBEM2003. **Anais...** Artigo 1394, São Paulo, 2003.

SULLIVAN P.; ANCIMER R.; WALLACE J. Turbulence averaging within spark ignition engines. **Experiments in Fluids** 27. Artigo 92-101, 1999.

TOLEDO, M.S. Simulação numérica do escoamento durante o processo de compressão em motores de combustão interna. Brasília: Universidade de Brasília, 2001.

URNS, S.R. **An Introduction to Combustion: Concepts and Applications**. New York, Estados Unidos, McGrall-Hill, 2000.

URUSHIHARA T. et al. Effects of Swirl/Tumble Motion on In-Cylinder Mixture Formation in a Lean-Burn Engine. **JSAE Review** 17, 1996.

VIANNA, J.N.S.; GOUVEIA, R.P.; PESSOA, E.B.S.V. Estudo Experimental dos

Efeitos da Temperatura de Admissão Sobre o Desempenho de Motores a Gás Turboalimentados. In: SAE-Brasil 1989. **Anais...** São Paulo, 1989. Artigo 1-1-89MAC.

APÊNDICE A – SIMULAÇÃO EXPERIMENTAL DE COLETORES DE ADMISSÃO

STMCE2005-19

ESTUDO DO ESCOAMENTO EM UMA BANCADA DE SIMULAÇÃO DE COLETORES DE ADMISSÃO

Paulo de Tarso de Alexandria Cruz⁴
Universidade de Brasília

João Nildo de Souza Vianna
Rafael Vaz Ferreira
Universidade de Brasília

Seminário de Tecnologia de Motores, Combustíveis e Emissões 2005
PUC Minas, Belo Horizonte, MG, 8-9 de setembro de 2005

RESUMO

Neste trabalho, estudou-se escoamento do ar em uma bancada de simulação experimental de coletores de admissão. O eixo comando de válvulas desta bancada permitiu a operação destas com ângulos de defasagem de 0° , 90° e 180° . Para todos os regimes, foram feitas medições de velocidade ao longo de toda a extensão do coletor. Desta forma, observou-se o comportamento do escoamento em função da abertura e fechamento das válvulas, bem como a influência da posição da válvula em uma ramificação do coletor sobre o escoamento em outra.

⁴ Aluno do curso de Mestrado em Ciências Mecânicas da Universidade de Brasília, o autor é consultor em eficiência energética do Ministério de Minas e Energia. Neste contexto, está envolvido na elaboração de políticas públicas de promoção da conservação e uso racional de recursos energéticos, inclusive em veículos automotores. Desde de 2000 vem trabalhando na investigação experimental do escoamento no interior de motores de combustão interna.

INTRODUÇÃO

A necessidade por se reduzirem os custos e o tempo de desenvolvimento de produtos impôs novos requisitos à indústria e aos institutos de pesquisa a ela associados. Devem-se, portanto, estabelecer condições de experimentação, seja em trabalhos computacionais ou não, que provejam resultados com grande aplicabilidade, replicabilidade e flexibilidade. No que tange à aplicabilidade, é necessário que as condições de experimentação correspondam, tão próximo quanto possível, às condições reais de emprego do sistema. No que diz respeito à replicabilidade, as condições de experimentação devem ser passíveis de reprodução em diferentes instituições simultaneamente. Isto possibilita o desenvolvimento de diferentes componentes de um mesmo sistema, simultaneamente por diferentes equipes, para uma posterior composição do sistema completo. No que diz respeito à flexibilidade, os sistemas experimentais devem possibilitar o ajuste das condições de ensaio às demandas por resultados sem que sejam necessárias grandes modificações. No caso de veículos automotores, estas três características são fundamentais, uma vez que o desenvolvimento de produtos ocorre em diversos países, tanto para concepção quanto para adaptação aos requisitos do mercado consumidor (legislação, estradas, perfil de condução etc.).

O estudo do escoamento em motores de combustão interna tem sido alvo de investigações tanto experimentais quanto numéricas. No âmbito experimental, têm-se feito análises tomográficas de chama, velocimetria por imagem para análises espaciais, LDV etc. No âmbito numérico, os códigos mais avançados englobam a capacidade de simulação de fronteiras móveis por meio de malhas adaptativas, escoamentos compressíveis e turbulentos em ambientes reativos por meio do acoplamento de CFD e simulações de cinética química etc. Em consequência, ou talvez ainda como causa, observa-se uma grande evolução tecnológica dos motores em um curto espaço de tempo. A exemplo disso citam-se as geometrias adaptativas de coletores e cames, sistemas de injeção direta, veículos multi-combustível etc.

No caso específico do estudo de coletores de admissão, seu estudo advém da necessidade de se reduzirem as perdas de pressão e carga. Associadas a esta dinâmica estão a produção de ruído, em grande parte conseqüentes das ondas de pressão que se propagam nos sistemas de admissão e exaustão, e à formação de poluentes.

Devido ao movimento do pistão e das válvulas, a mistura ar-combustível dentro do sistema de admissão apresenta oscilações de pressão. Essa pressão transiente pode ser usada para melhorar o fluxo da mistura

com a otimização do sistema de admissão. A geometria do coletor tem influência em todo o processo de admissão, bem como sobre a formação de ruído, poluentes e geração de perda de carga.

O tema em estudo vem sendo objeto de pesquisa em outras instituições de renome nacional e internacional. OLIVEIRA [1] concebeu e estudou as características preliminares do escoamento na bancada simuladora empregada neste projeto. CRUZ [2] analisou experimentalmente o escoamento no interior da câmara de combustão utilizando a mesma tecnologia de medição a ser adotada neste projeto. Os resultados desse trabalho indicam que as características aerodinâmicas do coletor influem decisivamente nos parâmetros que controlam o início da combustão. PEREIRA *et al* [3] estudaram o escoamento em coletores de admissão em uma bancada simuladora de alto desempenho.

Neste contexto, ainda que em medida preliminar, procurou-se avaliar uma bancada de simulação de coletores de admissão em termos de sua capacidade de reproduzir algumas características básicas do escoamento em motores reais. Este documento apresenta a Metodologia empregada, contendo informações sobre o aparato experimental e a descrição dos procedimentos, os resultados obtidos e seus respectivos comentários, e as conclusões.

METODOLOGIA

BANCADA – Para a simulação do escoamento no interior de coletores de admissão foi utilizada uma bancada de ensaios que simulasse de maneira objetiva e fácil de ser visualizada o fluxo de ar em seu interior. A bancada de simulação era composta por um ventilador centrífugo com um orientador do escoamento (colméia), o corpo do coletor propriamente dito, e as válvulas com seu comando de válvulas.

O ventilador continha um variador de frequência que permitia o ajuste de sua rotação, de sua vazão. Ao longo de todo o experimento, a rotação do ventilador foi mantida constante.

A Fig. 1 ilustra a geometria do coletor. Sua seção transversal interna é retangular ao longo de toda extensão. Logo à saída do orientador do escoamento, a primeira porção era reta e media cerca de 300 mm. A segunda porção consistia de uma curva de 90° coplanar à primeira porção. Após esta, a terceira seção consistia da divisão do coletor entre as duas ramificações. Cada ramificação, então, continha uma curva de 90° para baixo. As válvulas e o seu respectivo eixo de cames estavam situados à saída de cada ramificação.

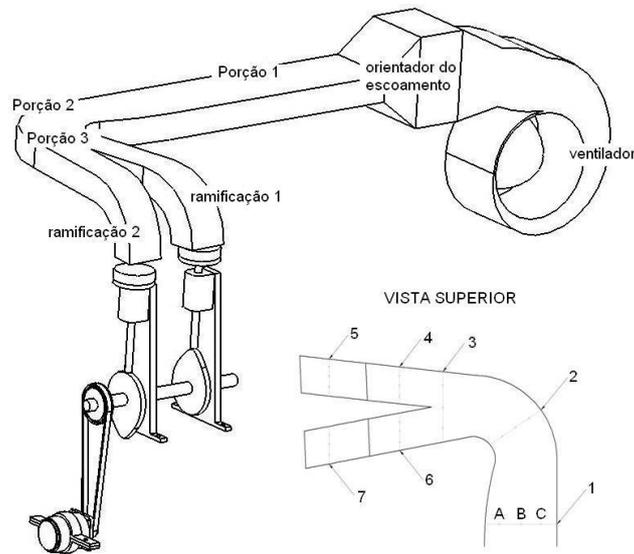


Figura 1. configuração da bancada de simulação

Foram escolhidas 7 seções de medição. Para cada seção, foram realizadas medições de velocidade em 3 pontos (A, B e C), uniformemente distribuídos ao longo da largura da seção. Estas seções e pontos também estão ilustrados na Fig. 01.

Os cames permitiam a alteração do ângulo de defasagem entre as válvulas para 0° , 90° e 180° . A rotação do motor foi controlada por meio de um freio tipo correia acoplado ao eixo comando de válvulas. As alterações no ângulo de defasagem entre as válvulas alterava o regime do escoamento de tal forma que eram necessárias novas regulagens do freio para cada novo ângulo de defasagem.

Uma vez que o escoamento no interior da bancada é predominantemente cíclico, foi necessário o desenvolvimento que provesse uma referência temporal aos sinais medidos. Para tanto, desenvolveu-se um sensor do tipo liga-desliga. O sensor consistia de dois contatos, um preso à sede da válvula 1 e outro na própria válvula, de forma que quando esta estivesse fechada, o contato era estabelecido. Por meio de um circuito eletrônico, o sensor fornecia 3,5 V quando aberto, e 0 V quando fechado. Desta forma, uma vez que o sinal possuía uma referência temporal, foi possível conhecer tanto a posição das duas válvulas, se fechadas ou abertas, quanto a rotação do motor.

APARATO DE MEDIÇÃO – As medições de velocidade foram feitas por meio de uma sonda bidimensional de filme quente e dois anemômetros DANTEC Mini-CTA. A sonda foi calibrada por meio de um aparato de calibração de baixa turbulência. A sonda de filme quente possibilita trabalhar com taxas

de amostragem muito superiores às de fio quente devido à baixa inércia térmica que apresentam e conseqüente pequena constante de tempo.

Como as medições foram realizadas em condições ambientes normais, não se fez nenhuma correção de flutuação de temperatura. Para fins de simplificação da análise dos resultados, considerou-se somente a resultante do vetor velocidade, embora se tenham calculado ambas as componentes.

A aquisição dos sinais foi feita por meio de uma placa A/D de 16 bits. A multiplexação dos canais impõe um intervalo entre os instantes de aquisição por parte dos distintos canais. Este intervalo foi minimizado fazendo-se uma subamostragem (*subsampling*) dos sinais, ou seja, utilizou-se uma taxa de amostragem elevada e descartaram-se uma determinada quantidade de pontos, de modo a se impor uma nova taxa inferior.

CONDIÇÕES DE MEDIÇÃO – Como objetivo deste trabalho, esperava-se que a bancada fosse capaz de simular a influência da abertura e fechamento das válvulas sobre o escoamento, verificar até que seção esta influência ocorria, e como o fechamento da válvula em uma ramificação interferia no escoamento na outra ramificação. A estas questões deveriam ser acrescidas a influência das características geométricas do coletor.

A alteração do ângulo de defasagem entre as válvulas conferiu três vertentes à análise. A primeira, em que o ângulo de defasagem foi igual a 0° , seria a simulação de um cilindro com 2 válvulas de admissão. A segunda, com ângulo de defasagem de 90° , seria a simulação de dois cilindros consecutivos em um motor de 4 cilindros 1 válvula de admissão. A terceira, com ângulo de defasagem de 180° , seria a simulação de dois cilindros em um motor de 2 cilindros e 1 válvula de admissão.

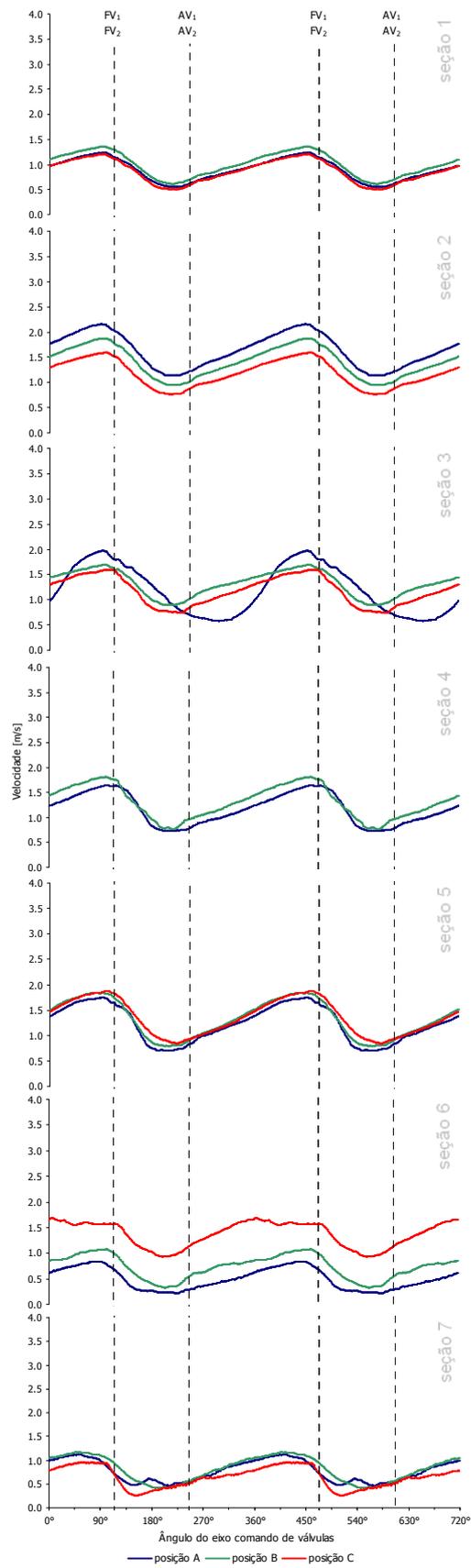


Figura 2. curvas de velocidade para ângulo de defasagem 0°

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados das medições de velocidade foram sintetizados nas Fig. 2 a 4. Cada figura diz respeito a um ângulo de defasagem. As curvas de velocidade foram agrupadas três a três, e cada grupo consiste dos resultados obtidos para uma determinada seção. Todos os resultados foram referenciados à posição do eixo comando de válvulas. Foram calculadas as médias de velocidades para dois ciclos completos do eixo comando de válvulas, ao longo de cerca de 130 ciclos completos.

Os pontos de fechamento e abertura das válvulas correspondem às linhas pontilhadas, e estão codificados na seguinte lógica: FV1 corresponde ao fechamento da válvula 1, e AV2 à abertura da válvula 2, e assim por diante.

ÂNGULO DE DEFASAGEM 0° - A velocidade na seção 1 decresce quando as válvulas se fecham, e cresce novamente quando elas se abrem, indicando a resposta do escoamento à oscilação das válvulas. Observa-se que o ponto máximo local de velocidade ocorre cerca de 20° antes do fechamento das válvulas. Isto indica a ocorrência de uma perda de carga por ocasião do fechamento das válvulas. Ainda na seção 1, observa-se que o mínimo local de velocidade ocorre cerca de 20° anteriormente à abertura das válvulas, ou seja, o escoamento tende a se acelerar antes da abertura da válvula. Isto indica a ocorrência de um possível vazamento na válvula, apontando para um problema de estanqueidade. Esta alternativa é provável, uma vez que o topo da válvula foi construído em material esponjoso, e que a mola do tucho da válvula possuía constante elástica baixa. Ademais, observa-se que as medições nas posições A, B e C, representadas respectivamente pelas cores azul, verde e vermelha, possuem pouca dispersão. Isto indica que o escoamento é uniforme naquela seção em consequência da ação do orientador do escoamento.

Na seção 2, repete-se a influência do comportamento das válvulas sobre a velocidade, que decresce quando estas se fecham e cresce quando se abrem. O efeito da curvatura é verificado muito claramente, pelo decréscimo das curvas de velocidade de A para C.

A seção 3 é a aquela imediatamente antes da divisão do coletor nas duas ramificações. O ponto A situa-se ao centro da ramificação 1. O ponto B situa-se cerca de 5 mm atrás da cunha de divisão. O ponto C situa-se ao centro da ramificação 2. As curvas de velocidade nessa seção indicam a tendência do escoamento em seguir para a ramificação 2, uma vez que as curvas dos pontos B e C apresentam pouca diferença e são ambas muito distintas daquela do ponto A.

A seção 4 é a primeira da ramificação 2. As curvas apresentaram pouca dispersão, embora decrescessem no sentido do ponto C. Por se localizar à sombra da cunha, a curva do ponto A apresentou valores menores de velocidade.

Em motores reais, quando a válvula de admissão está se fechando, verifica-se a aceleração do escoamento em consequência da restrição da passagem. Não foi possível constatar a aceleração do escoamento entre a válvula e sua sede por duas razões. A primeira é pela distância entre a seção de medição e a sede da válvula. Esta distância era crucial à integridade da sonda, uma vez que a bancada era acometida de grande vibração em consequência do movimento das válvulas. A segunda diz respeito à geometria do topo da válvula que, além de ser construída em material altamente rugoso, constituía-se em um corpo rombudo bem à saída do escoamento. As válvulas reais possuem superfície polida e geometria aerodinâmica. Ainda assim, as curvas indicam o comportamento mais uniforme do escoamento nesta seção, havendo apenas uma ligeira prevalência da velocidade no ponto C sobre os demais. Observa-se com mais intensidade a ocorrência do problema da estanqueidade da válvula, uma vez que a reaceleração do escoamento ocorre cerca de 90° antes de seu fechamento.

Os resultados da seção 6 confirmam a informação provida anteriormente de que o escoamento tende à ramificação 2 após a divisão, uma vez que a velocidade decresce do ponto C para o ponto A. Isto já era de se supor pela própria observação da vista superior do coletor na Fig. 1.

Na seção 7 encontraram-se as condições mais críticas de medição, tanto em função da vibração do coletor, quando de da distância até o ponto morto superior da válvula 1, ligeiramente menor que aquele verificado entre a seção 5 e a válvula 2. Ainda assim, em semelhança ao que foi observado entre os resultados das seções 4 e 5, as curvas de velocidade na seção 7 são mais uniformes que aquelas da seção 6. Ou seja, o escoamento se encontra mais bem desenvolvido à saída da ramificação do coletor.

Ainda na seção 7, o aumento de pressão no interior do coletor ocorre antes do aumento de pressão na seção 6. É o aumento da pressão causado pelo fechamento das válvulas que vai propiciar a queda de velocidade do escoamento na seção em questão.

Para todos os casos, é possível notar que a velocidade decresce bruscamente no fechamento das válvulas, mas tem uma recuperação lenta após a

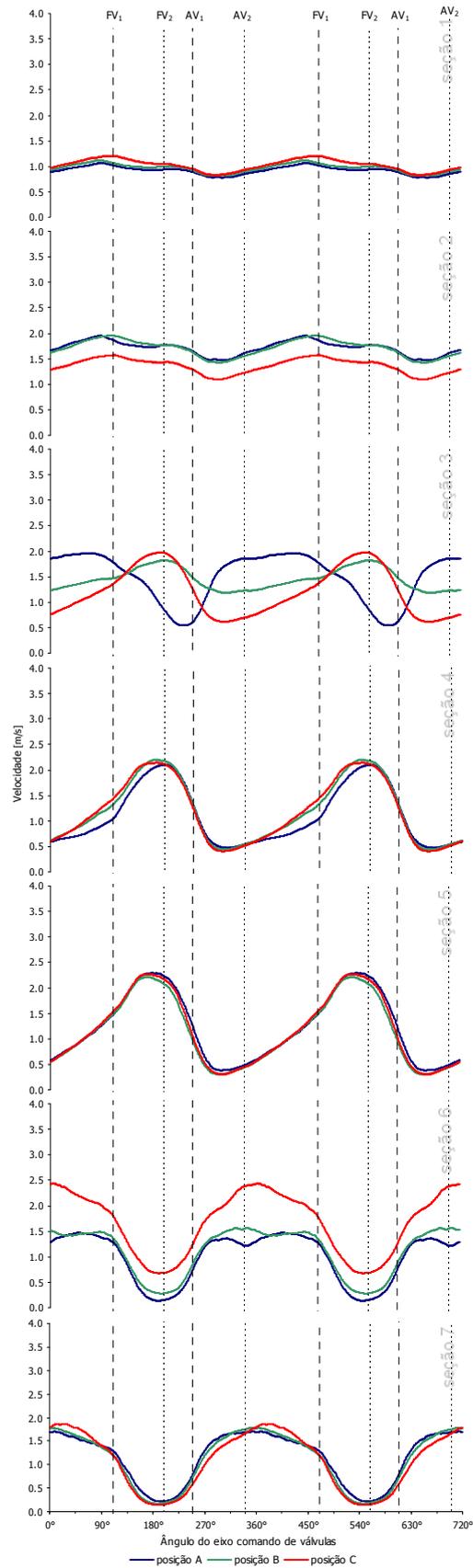


Figura 3. curvas de velocidade para ângulo de defasagem 90°

abertura devido à inércia do escoamento até retomar a velocidade média do escoamento.

ÂNGULO DE DEFASAGEM DE 90° - Esta defasagem introduz uma variação ao escoamento que, conforme mencionado anteriormente, deve possibilitar a constatação da influência do escoamento em uma ramificação do coletor sobre a outra. O tempo em que as válvulas estão abertas ou fechadas simultaneamente é bem reduzido.

Na seção 1, a velocidade medida nos três pontos sofre uma redução em duas etapas: ao fechamento da válvula 1 e ao fechamento da válvula 2. O mínimo local de velocidade, que indica a reaceleração do escoamento, ocorre entre os instantes de abertura das válvulas 1 e 2. Houve pouca dispersão entre as medições nos três pontos diferentes, remetendo à uniformidade do escoamento nessa seção.

O comportamento geral das curvas de velocidade obtidas, ou seja, a desaceleração do escoamento em duas etapas, e a reaceleração entre os instantes de abertura das duas válvulas, se manteve. No entanto, o valor médio da velocidade ao longo do tempo elevou-se em cerca de 1m/s em consequência da redução da seção transversal do coletor. Observou-se, além disso, o efeito da curvatura sobre o escoamento, na medida em que se obtiveram valores muito inferiores para a velocidade no ponto C.

Os resultados obtidos na seção 3 indicam claramente a influência do ângulo de defasagem das válvulas sobre o escoamento. A velocidade nos pontos A e C tendem aos valores observados para as ramificações 1 e 2, respectivamente, enquanto que no ponto B, obtiveram-se valores intermediários aos outros dois pontos. A velocidade medida no ponto A começa a se reduzir cerca de 20° antes do fechamento da válvula 1. Neste ponto, a velocidade começa a se elevar pouco antes da abertura da válvula, indicando novamente um problema de estanqueidade. Esta reaceleração é mais pronunciada que nos outros casos, uma vez que a válvula 2 encontra-se fechada e todo o escoamento tenderá à ramificação 1. A velocidade medida no ponto C decresce rapidamente assim que a válvula 2 se fecha. A reaceleração do escoamento neste ponto é mais suave que a observada no ponto A, uma vez que a válvula 1 já se encontrava aberta. Quando a válvula 1 se fecha, observa-se uma ligeira elevação na aceleração do escoamento neste ponto.

As características gerais da velocidade na seção 4 são semelhantes às aquelas verificadas para o ponto C da seção anterior. A velocidade sofre um acréscimo em sua taxa de crescimento quando a válvula 1 se

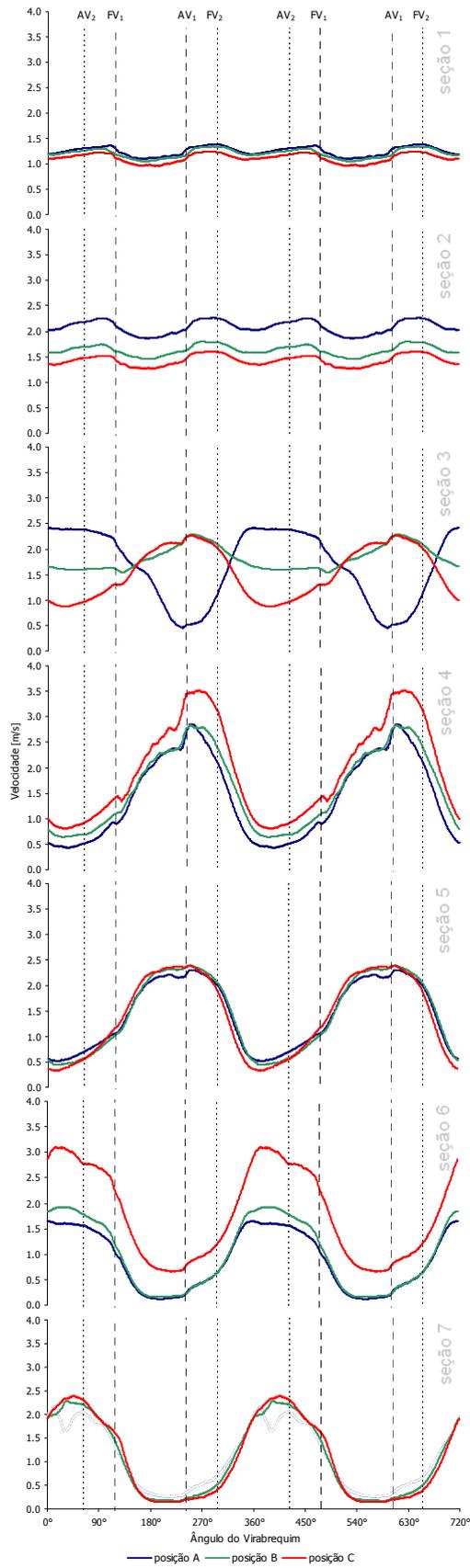


Figura 4. curvas de velocidade para ângulo de defasagem 180°

fecha, e decresce rapidamente com o fechamento da válvula 2. As curvas obtidas apresentam pouca dispersão, principalmente entre os instantes de desaceleração e reaceleração do escoamento.

Na seção 5, o comportamento da velocidade nos três pontos é muito semelhante, havendo quase que uma superposição entre elas. Novamente, observa-se uma elevação na taxa de aceleração do escoamento com o fechamento da válvula 1, e o rápido decréscimo da velocidade com o fechamento da válvula 2. O escoamento leva um tempo muito maior para responder à abertura da válvula 2 do que ao seu fechamento, o que se manifesta na sua taxa de reaceleração.

Por se tratar da primeira seção da ramificação 1, o escoamento na seção 6 ainda experimenta forte influência da curvatura do coletor. Isto se observa nos valores de velocidade no ponto C, muito mais elevados que os observados nos demais pontos. Ainda neste mesmo ponto, a velocidade sofre um forte decréscimo com o fechamento da válvula 1. O fechamento da válvula 2, considerando-se o problema de estanqueidade das válvulas, faz com que o escoamento comece a se reaccelerar antes mesmo da indicação da abertura da válvula 1.

Na seção 7, verifica-se uma menor dispersão das curvas, indicando uma maior uniformidade do escoamento. Com o fechamento da válvula 1, a velocidade cai rapidamente, e começa a crescer por volta do fechamento da válvula 2, anteriormente à abertura da válvula 1. Quando a válvula 2 se abre observa-se o início da desaceleração do escoamento, uma vez que a vazão de ar, antes concentrada apenas na ramificação 1, passa também aa ramificação 2. Este decréscimo se dá lentamente até o fechamento da válvula 1.

ÂNGULO DE DEFASAGEM DE 180° - O caso de válvulas totalmente opostas leva a crer, inicialmente, que em nenhum momento haverá válvulas abertas ou fechadas simultaneamente. Isso não se verifica a partir do sinal fornecido pelo sensor de posição. Assim que os comes apontam para a posição de fechamento, o tucho das válvulas se descolam, fazendo com que as válvulas desçam por gravidade apenas. Isto foi verificado por meio de uma série de fotografias de alta velocidade da bancada.

A ordem da indicação da abertura e fechamento das válvulas nos gráficos se alterou. A

primeira linha pontilhada diz respeito, agora, à abertura da válvula 2. Isto se dá devido ao aumento do ângulo de defasagem entre as válvulas.

As curvas de velocidade da seção 1, por apresentarem pouca dispersão, indicam a uniformidade do escoamento ao final da primeira porção do coletor. Já na seção 2, observa-se novamente o efeito da curvatura, uma vez que os valores de velocidade diminuem no sentido do ponto C. Na seção 3, observam-se as características do escoamento imediatamente antes da divisão nas duas ramificações. Os pontos A e C reproduzem as condições do escoamento nas ramificações 1 e 2, respectivamente, enquanto que o ponto B tende a um comportamento médio.

Na seção 4, obtiveram-se os maiores valores de velocidade no ponto C, enquanto que nos demais pontos os valores foram semelhantes. Ao fechamento da válvula 1, o escoamento experimenta uma elevação na sua taxa de aceleração. Quando a válvula 1 se abre, o escoamento na ramificação 2 começa a se desacelerar, o que acontece bruscamente com o fechamento da válvula 2. Antes que a válvula 2 se abra por completo, já se observa uma reaceleração do escoamento.

A taxa de reaceleração da velocidade na seção 5 cresce em consequência do fechamento da válvula 1 até que se atinja um valor próximo a 2,5 m/s. Com a abertura da válvula 1, a velocidade começa a cair, e o faz mais bruscamente como fechamento da válvula 1. Antes que a válvula 2 se abra, novamente remetendo à questão da estanqueidade, a velocidade do escoamento começa a se elevar novamente.

Ainda para esta defasagem verifica-se a influência da curvatura do coletor sobre a velocidade no ponto C da seção 6, que é cerca de 1 m/s superior à observada nos demais pontos. Aqui também se observa uma queda brusca na velocidade com o fechamento da válvula 1. Aberta a válvula 1, o escoamento experimenta uma elevação na sua taxa de aceleração com o fechamento da válvula 2. Antes de se abrir a válvula 2, já se observa uma queda na velocidade do escoamento, queda esta que se acentua com o fechamento da válvula 1.

Na seção 7, destaca-se o fato de que, aberta a válvula 2 e fechada a válvula 1, a velocidade do escoamento atinge valores próximos a zero, e permanece neste estado até que a válvula

1 se abra. Com o fechamento da válvula 2, novamente se observa uma elevação na taxa de reaceleração do escoamento na ramificação 1.

COMPARAÇÃO ENTRE OS ÂNGULOS DE DEFASAGEM – A velocidade média na seção 1 foi de aproximadamente 1 m/s, havendo maior oscilação para a defasagem de 0° . Na seção 2, observou-se claramente a influência da curvatura sobre a velocidade, independente da defasagem. A seção 3 proveu informações prévias ao escoamento nas duas ramificações do coletor. Na seção 4, o escoamento sofreu variações mais bruscas para o ângulo de defasagem de 180° . De fato, foi nesta seção onde se obtiveram os maiores valores de velocidade dentre todas as condições experimentais. Na seção 5, observou-se, para todos os valores de defasagem, uma baixa dispersão entre as curvas de velocidade, indicando que o escoamento já se encontrava bem desenvolvido. Na seção 6, o ponto C apresentou velocidades cerca de 1 m/s superiores aos outros pontos, embora mantivesse um comportamento semelhante. A seção 7 é onde se encontrou a maior dificuldade na realização das medições. Ainda assim, as informações obtidas nesta seção foram condizentes com aquelas obtidas na seção anterior, indicando uma uniformização do escoamento logo antes da saída.

CONCLUSÃO

Embora tenha geometria simplificada, com seção transversal retangular, a bancada possibilitou a simulação do escoamento nas três configurações do eixo comando de válvulas. Observaram-se, no entanto, freqüentes descolamentos de válvulas, o que impediu a determinação da posição destas com precisão. Além disso, o tempo de abertura das válvulas é superior ao de fechamento. Isto é uma consequência da construção da bancada, que requereria um balancim entre o came e o tucho.

O sensor de posição é de extrema importância para a interpretação dos dados. Por meio dele, foi possível calcular a velocidade angular média do motor, além de prover uma referência temporal aos sinais. Esta referência temporal possibilitou o cálculo de valores médios de velocidade em todas as seções de medição. Ademais, por não contar com nenhum elemento dinâmico em seu circuito, o sensor tem elevada resolução temporal.

O aparato de medição empregado foi satisfatório, uma vez que proveu informações adequadas tanto em termos de sensibilidade quanto resposta temporal. Além disso, as

seções e pontos de medição escolhidos foram suficientes para a boa caracterização da bancada em termos de sua geometria.

Como já se esperava, a curvatura do coletor influi diretamente no escoamento, fazendo com que os valores de velocidade observados na ramificação 2 fossem superiores àqueles da ramificação 1. Observou-se também que o fechamento da válvula em uma ramificação influencia significativamente o escoamento na outra ramificação, ora elevando a velocidade, ora reduzindo.

A bancada foi eficaz na reprodução de alguns fenômenos concernentes ao escoamento no interior de coletores de admissão reais. No entanto, fazem-se necessários ajustes, de forma a corrigirem as inconsistências de sua operação, principalmente no que diz respeito ao funcionamento das válvulas. Por ser construída em acrílico transparente, uma vez promovidas as alterações necessárias, podem-se empregar métodos ópticos de investigação do escoamento e uma futura agregação de trabalhos numéricos.

REFERÊNCIAS DO APÊNDICE A

- [1] OLIVEIRA C. E., "Estudo de Escoamento em Coletores de Admissão", Universidade de Brasília, Brasília, 1997.
- [2] CRUZ P.T.A., VIANNA J.N.S, MOREIRA C.S, 2003, "Study of the turbulence intensity variation within the combustion chamber of a SI engine due to turbocharging", SAE Brasil 2003, Paper 269 (2003).
- [3] PEREIRA L.V.M, PINTO A.A., HANRIOT S.M., SODRÉ J.R., RODRIGUES E.C., "Analysis of the Fluid Flow in Two Intake Pipes with a Junction", Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering, São Paulo, Brasil, 2003.
- [4] VIANNA J.N.S., CAVANCANTI C. B., "Análise dos Parâmetros Operacionais de Motores do Ciclo Otto Turboalimentados", Universidade de Brasília, Brasília, 1989.
- [5] LANCASTER D.R., "Effects of Engine Variables on Turbulence in a Spark-Ignition Engine". SAE Transactions, Paper 760159, (1976).
- [6] HEYWOOD J., 1988, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, USA, 930 p.

APÊNDICE B – EXPRESSÃO DAS INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

A metodologia empregada para a expressão das incertezas de medição deste trabalho é aquela estabelecida pela norma ISO/TAG-4. Essa norma classifica a incerteza em 3 níveis: Padronizada, Combinada e Expandida. A Incerteza Padronizada, por sua vez, é classificada em tipo A, que é associada às diversas observações de uma mesma grandeza, e em tipo B, que é associada a outros fatores, tais como laudo de calibração, características do sistema de medição, informações do fabricante etc.

Considerando-se um número n de observações de uma variável de influência X_i , cujo valor médio é igual a \bar{X}_i , incerteza padronizada do tipo A é calculada como:

$$u(X_i) = \left[\frac{1}{n(n-1)} \sum_{j=1}^n (X_{i,j} - \bar{X}_i)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Considerando-se as m variáveis de influência que compõem uma determinada função f , a incerteza padronizada combinada desta função é igual a

$$u_c^2 = \sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial f}{\partial X_i} \cdot u(X_i) \right)^2$$

A incerteza expandida do tipo A é calculada em função do fator de abrangência, k , e da incerteza padronizada combinada, conforme expressão a seguir.

$$U = k \cdot u_c$$

O fator de abrangência é obtido a partir da consulta à Tabela t de Student, com base no número efetivo de graus de liberdade. Este último é função do número de graus de liberdade, ν_i , das incertezas padronizada, $u(X_i)$, e combinada, u_c , e do coeficiente de sensibilidade, $\frac{\partial f}{\partial X_i}$, associados a cada variável de influência, conforme a expressão a

seguir:

$$v_{ef} = \frac{u_c^4}{\sum_{i=1}^m \left[\frac{\partial f}{\partial X_i} u(X_i) \right]^4 v_i^4}$$

A incerteza padronizada do tipo B é calculada com base nas distribuições associadas a cada uma das fontes de erro consideradas. Considerando-se os extremos do intervalo de confiança em torno de uma média, $[a, b]$, a Tabela B.1 sumariza as expressões para cálculo da incerteza padronizada do tipo B.

Tabela B.1 – Expressões para o cálculo da incerteza padronizada do tipo B

Distribuição normal	$u(X_i) = \left[\frac{(b-a)/2}{2} \right]^{1/2}$
Distribuição retangular	$u(X_i) = \left[\frac{(b-a)^2}{12} \right]^{1/2}$
Distribuição triangular	$u(X_i) = \left[\frac{(b-a)^2}{24} \right]^{1/2}$

Por fim, a Incerteza Global é igual à soma quadrática das Incertezas Expandidas do tipo A e do tipo B.

Tabela B.2 – Incertezas globais das variáveis analisadas no motor

	rotação	temperatura dos gases de exaustão	consumo específico de combustível	razão ar-combustível	Potência	Emissões específicas		
						CO	HC	C02
	[rpm]	[°C]	[g/kWh]	[kg/kg]	[kW]	[%vol/kW]	[ppm/vol/kW]	[%vol/kW]
motor aspirado	1750	5,3	41	0,33	0,80	0,083	3,6	0,053
	2000	8,1	51	0,23	1,1	0,093	3,8	0,057
	2500	11	19	0,13	0,51	0,028	1,0	0,019
	3000	5,3	20	0,084	0,62	0,023	0,76	0,017
	3500	1,8	24	0,066	0,88	0,023	0,71	0,020
motor turbo	1750	1,2	14	0,28	0,38	0,026	1,2	0,023
	2000	5,9	15	0,17	0,49	0,021	0,89	0,020
	2500	6,7	16	0,069	0,70	0,017	0,60	0,012
	3000	1,8	21	0,037	1,0	0,019	0,56	0,012
	3500	4,0	31	0,025	1,8	0,020	0,49	0,018