

FERNANDO CORRADINI

**EFEITO DA TEMPERATURA DO LÍQUIDO DE
ARREFECIMENTO NA PRODUÇÃO DE EMISSÕES
POLUENTES DE MOTOR DE IGNIÇÃO POR FAÍSCA**

**Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do Título de Mestre em Engenharia
Automotiva**

**São Paulo
2005**

Livros Grátis

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

FERNANDO CORRADINI

**EFEITO DA TEMPERATURA DO LÍQUIDO DE
ARREFECIMENTO NA PRODUÇÃO DE EMISSÕES
POLUENTES DE MOTOR DE IGNIÇÃO POR FAÍSCA**

**Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do Título de Mestre em Engenharia
Automotiva**

**Área de concentração:
Engenharia Automotiva**

**Orientador:
Prof. Dr. Maurício Assumpção Trielli**

**São Paulo
2005**

FICHA CATALOGRÁFICA

Corradini, Fernando

Efeito da temperatura do líquido de arrefecimento na produção de emissões poluentes de motor de ignição por faísca / F. Corradini. -- São Paulo, 2005.

71 p.

Trabalho de curso (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva). Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

**1.Motores a gasolina 2.Motores de combustão interna
3.Gases (Emissão; Testes) 4.Temperatura I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica II.t.**

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar quero agradecer a minha esposa Suely e a meus filhos Bruno, Raphael e Isabella pelo carinho, compreensão e apoio incondicional durante as minhas ausências e pelo incentivo recebido na motivação para realizar o mestrado e a elaboração deste trabalho de conclusão.

Agradeço ao orientador Prof. Dr. Maurício Assumpção Trielli pela confiança e permanente apoio, e sobretudo, pela inteligência e sabedoria com que encaminhou a execução deste trabalho.

Meus sinceros agradecimentos aos colegas da General Motors do Brasil, Engenheiros Henedino Gutierrez, Rodrigo Santiago e Carlos Pimentel que tanto colaboraram na execução dos testes em laboratório para a aquisição de dados.

Finalmente, agradeço a todos que, direta ou indiretamente, colaboraram na execução deste trabalho, seja dividindo ansiedades, seja compartilhando entusiasmos e conquistas. A todos vocês: Muito Obrigado!

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo estudar o efeito da temperatura da água de arrefecimento de motores de combustão interna de ignição por faísca na produção de gases poluentes de escapamento. Para tanto, inicialmente, foram realizados ensaios de emissão em regime permanente num motor montado em dinamômetro de bancada e desprovido de catalisador, envolvendo um número relativamente pequeno de condições de carga e de rotação de funcionamento.

Após ter sido identificada uma faixa de temperaturas para a qual eram obtidas as menores produções de gases poluentes de escapamento regulamentados, sem comprometimento dos demais parâmetros de desempenho, buscou-se, por meio de ensaio em regime transiente deste mesmo motor, agora montado num veículo conceitual, verificar a adequação dos resultados obtidos anteriormente.

O veículo, também sem catalisador e com o motor equipado alternadamente com três válvulas termostáticas foi, então, ensaiado em dinamômetro de chassis com o intuito de reproduzir a operação do sistema de arrefecimento com temperaturas superiores, inferiores e similares àquelas da faixa definida no ensaio de bancada.

Considerando as particularidades dos procedimentos dos dois tipos de ensaio, a verificação desejada foi realizada com o uso de uma ferramenta de análise, desenvolvida com a finalidade de estabelecer uma correspondência entre os resultados obtidos nos dois tipos de ensaio.

Apesar da forma simplificada com que esta ferramenta foi aplicada, foi possível inferir, exceto pelas emissões de hidrocarbonetos, que em ambos os casos as faixas de temperatura de operação adequadas do sistema de arrefecimento eram coincidentes.

Caso a correspondência obtida se demonstre consistente para outros motores após seu necessário aprimoramento, é possível vislumbrar o estabelecimento de uma correlação entre os dois métodos e uma reorientação nos procedimentos hoje existentes de ensaios de emissões de poluentes com possível simplificação e redução nos custos destes mesmos ensaios.

ABSTRACT

This work intends to study the effects of the cooling system temperature on the pollutant emissions produced by a spark ignition internal combustion engine.

So, firstly were performed steady state emission tests in an engine installed on a bench dynamometer, involving a small number of the load and speed conditions. None post treatment system was used.

Before to identify the temperature range to which the engine produced the lowest quantities of the standard exhaust gas pollutant and without to compromise others performance parameters, it searched, by the transient mode tests to this same engine, now mounted in the vehicle, to verify the consistence of the results obtained firstly.

The vehicle, also without any emission post treatment system and with the engine equipped alternately with three thermostatic valves, was then tested in chassis dynamometer with the objective of reproducing cooling system operation with superior, inferior and similar range of temperatures defined in the bench test.

Considering the procedures particularities of the two types of tests, the wished verification was accomplished with the use of an analysis tool, developed with the purpose of establishing a correspondence between results obtained in the two types of tests.

Besides the simplified form with which this tool was applied, it was possible to infer, except by the hydrocarbons emissions, that in both cases the ranges of temperature operation adequate of the cooling system were coincident.

In case the obtained correspondence demonstrates consistent for other engines, after its necessary refinement, it is possible to glimpse the establishment of a correlation between both methods and a reorientation in the emissions tests procedures of pollutant today existing with possible simplification and reduction in the costs of these same tests.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS E GRÁFICOS

LISTA DE TABELAS

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Problema.....	2
1.2	Justificativa.....	2
1.3	Objetivos	3
1.3.1	Comparar resultados.....	3
1.3.2	Desenvolver uma metodologia.....	3
1.4	Metodologia.....	3
1.4.1	Caracterização básica.....	3
1.4.2	Estudo de caso.....	3
2	MOTORES DE IGNIÇÃO POR FAÍSCA.....	5
2.1	Conceituação termodinâmica.....	5
2.2	Reação geral de combustão.....	6
2.3	Eficiência volumétrica.....	7
2.4	Combustão completa, incompleta e estequiométrica.....	8
2.5	Composição do ar atmosférico.....	9
2.6	O combustível.....	10
2.6.1	A gasolina.....	11
2.6.2	A octanagem e o índice anti detonante	12
2.7	A mistura ar-combustível para motores de ignição por faísca.....	12
2.7.1	O sensor lambda.....	14
2.8	Formação de poluentes atmosféricos.....	16
2.9	Emissões veiculares de poluentes.....	20
2.9.1	Fatores que afetam os níveis de emissão de poluentes.....	22
2.9.2	Efeito do aquecimento do motor nas emissões veiculares.....	29

3	DESCRITIVO DOS ENSAIOS REALIZADOS.....	31
3.1	Condições gerais de realização dos ensaios.....	31
3.2	Ensaio em dinamômetro de bancada e suas condições.....	34
3.3	Ensaio em dinamômetro de chassis.....	36
3.3.1	O ciclo de testes FTP75 ou EPA 75.....	36
3.3.2	Condições do ensaio em dinamômetro de chassis.....	37
4	RESULTADOS OBTIDOS NOS ENSAIOS.....	40
4.1	Resultados obtidos nos ensaios em dinamômetro de bancada.....	40
4.2	Resultados obtidos nos ensaios em dinamômetro de chassis.....	45
4.3	Metodologia adotada para comparação dos resultados obtidos nos ensaios de dinamômetro de bancada e chassis.....	51
4.4	Comparação dos resultados.....	57
5	ANÁLISE DETALHADA DOS RESULTADOS OBTIDOS.....	58
5.1	Análise dos resultados obtidos nos ensaios em dinamômetro de bancada.....	58
5.2	Confronto dos resultados obtidos em ambos os ensaios.....	64
6	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	67
7	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	70

LISTA DE FIGURAS E GRÁFICOS

Figura 1 - Pressão parcial de oxigênio em função de ϕ^{-1}	15
Figura 2 - Tensão de saída em função da relação ϕ^{-1}	15
Figura 3 - Frestas e folgas na câmara de combustão de motor de ignição por faísca.	17
Figura 4 - Relação entre gases de escape sem pós tratamento e relação C/A^{-1} para a gasolina.....	22
Figura 5 - Variação da concentração de NO com % EGR.....	26
Figura 6 - Motor posicionado em dinamômetro de bancada.....	34
Figura 7 - Ciclo de teste EPA 75.....	37
Figura 8 - Circulação de água “motor frio”.....	39
Figura 9 - Circulação de água “ motor quente”.....	39
Figura 10 - Curvas de torque e potência do motor 2,4 ℓ conceitual conforme NBR ISO 1585.....	40
Figura 11 - Posição da sonda para tomada de emissão antes do catalisador.....	45
Gráfico 1 - Rotação do motor x tempo (válvula “A”).....	46
Gráfico 2 - Rotação do motor x tempo (válvula “B”).....	46
Gráfico 3 - Rotação do motor x tempo (válvula “C”).....	46
Gráfico 4 - Consumo de combustível x tempo (válvula “A”).....	47
Gráfico 5 - Consumo de combustível x tempo (válvula “B”).....	47
Gráfico 6 - Consumo de combustível x tempo (válvula “C”).....	47
Gráfico 7 - Emissão de CO x tempo (válvula “A”).....	48
Gráfico 8 - Emissão de CO x tempo (válvula “B”).....	48
Gráfico 9 - Emissão de CO x tempo (válvula “C”).....	48
Gráfico 10 - Emissão de HC x tempo (válvula “A”).....	49
Gráfico 11 - Emissão de HC x tempo (válvula “B”).....	49
Gráfico 12 - Emissão de HC x tempo (válvula “C”).....	49
Gráfico 13 - Emissão de NO_x x tempo (válvula “A”).....	50
Gráfico 14 - Emissão de NO_x x tempo (Válvula “B”).....	50
Gráfico 15 - Emissão de NO_x x tempo (válvula “C”).....	50
Gráfico 16 - Curvas de tendência de consumo x rotação de 85°C a 95°C do ensaio em bancada.....	53

Gráfico 17 - Emissão de HC em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 30% de carga.....	58
Gráfico 18 - Emissão de HC em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 60% de carga.....	59
Gráfico 19 - Emissão de HC em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 100% de carga... ..	59
Gráfico 20 - Emissão de CO em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 30% de carga.....	60
Gráfico 21 - Emissão de CO em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 60% de carga.....	60
Gráfico 22 - Emissão de CO em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 100% de carga.....	60
Gráfico 23 - Emissão de NO _x em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 30% de carga.....	61
Gráfico 24 - Emissão de NO _x em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 60% de carga.....	61
Gráfico 25 - Emissão de NO _x em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 100% de carga.....	61
Gráfico 26 - Relação percentual para CO entre teste de bancada e teste de chassis...66	
Gráfico 27 - Relação percentual para HC entre teste de bancada e teste de chassis...66	
Gráfico 28 - Relação percentual para NO _x entre teste de bancada e teste de chassis.66	

LISTA DE TABELAS

Tabela I - Principais constituintes do ar fresco.....	10
Tabela II - Resultados dos ensaios em dinamômetro de bancada para condição de 100 % de carga.....	42
Tabela III - Resultados dos ensaios em dinamômetro de bancada para condição de 60 % de carga.....	43
Tabela IV - Resultados dos ensaios em dinamômetro de bancada para condição de 30 % de carga.....	44
Tabela V - Dados de consumo x rotação de 85°C a 95°C do ensaio de bancada	53
Tabela VI - Exemplo de discretização de rotação do motor para válvula “A”.....	54
Tabela VII - Exemplo de discretização de consumo de combustível do motor para válvula “A”.....	55
Tabela VIII - Resultados comparativos.....	57

1 INTRODUÇÃO

A emissão de poluentes dos veículos automotores é um assunto de grande importância para a saúde pública e ambiental.

Como exemplos têm-se:

- os hidrocarbonetos (HC) parcialmente queimados ou não queimados irritam as mucosas, alguns são cancerígenos e, juntamente com os óxidos de nitrogênio (NO_x), levam à formação de ozônio de baixa altitude. Esta substância causa irritações nos pulmões e problemas respiratórios.

- elevadas concentrações de monóxido de carbono (CO) podem levar à morte por envenenamento devido à sua grande capacidade de se ligar à hemoglobina do sangue, impedindo que este transporte o oxigênio necessário às células do organismo; podendo também causar problemas visuais e motores.

- baixas concentrações de dióxido de nitrogênio (NO_2) são suficientes para causar irritações nos pulmões e doenças respiratórias. Óxidos de nitrogênio (NO_x) juntamente com água contida no ar atmosférico pode levar à formação de chuvas ácidas.

- o dióxido de carbono, apesar de não ter efeito significativo na saúde humana nas concentrações presentes nos gases de escape, mas contribuem, a longo prazo, para mudanças atmosféricas causadas pelo aquecimento global (efeito de estufa).

Estes exemplos mostram a importância em quantificar os poluentes produzidos pelos motores de ignição por faísca para que construtores de veículos e órgãos ambientais possam definir limites para suas taxas de produção.

Embora vários programas de simulação de produção de poluentes por motores sejam disponíveis na literatura aberta, eles não possuem a necessária robustez e generalização para que os resultados deles obtidos sejam aceitos sem verificação. Isto se aplica também aos programas mais simples e que efetuam análises termodinâmicas para diversas condições de funcionamento dos motores. Programas simuladores mais específicos são de propriedade de construtores e devidamente protegidos.

Desta forma, com o objetivo de contribuir para a solução do problema, este trabalho irá avaliar experimentalmente o efeito da temperatura do líquido de arrefecimento de um motor de ignição por faísca movido a gasolina na emissão de poluentes por ele produzidos. Como resultado secundário, mas também bastante importante, verificar-se-á a possibilidade de se estabelecer uma correlação entre medidas associadas à produção de poluentes de um motor obtidas por ensaios típicos realizados em dinamômetros de bancada e de chassis.

1.1 Problema

Como o valor da temperatura da água de arrefecimento de um motor, por exemplo, 95 ° Celsius, 100 ° Celsius e 105 ° Celsius pode influir na produção de poluentes?

É possível estabelecer uma correlação entre os resultados de emissão de poluentes obtidos de um mesmo tipo de motor de ignição por faísca em dinamômetro de bancada e em dinamômetro de chassis?

1.2 Justificativa

A compatibilidade entre o motor e o combustível é fundamental para o pleno aproveitamento dos benefícios, tanto na redução das emissões, quanto na melhoria do desempenho, dirigibilidade e manutenção mecânica.

Portanto, a busca pelo estabelecimento de condições mais adequadas de operação do motor, como as promovidas pela temperatura do fluido de arrefecimento, passa a ser fundamental.

Também, a comprovação de uma possível correlação entre os resultados obtidos de um teste de emissões em bancada dinamométrica e um teste obtido em dinamômetro de chassis pode vir a trazer potenciais vantagens em redução de custos no desenvolvimento de motores bem como possível redução nos prazos de validação do produto final.

1.3 Objetivos

1.3.1 Comparar resultados

Comparar resultados de emissão de poluentes produzidos por um motor tendo como variável principal a temperatura da água de arrefecimento.

1.3.2 Desenvolver uma metodologia

Desenvolver uma metodologia de ensaio de emissões em bancada dinamométrica que possibilite verificar a existência de uma correlação satisfatória entre os resultados obtidos nestas condições com aqueles obtidos em dinamômetro de chassis, segundo a norma em vigor.

1.4 Metodologia

1.4.1 Caracterização básica

Na investigação adotar-se-á o método indutivo, com abordagem supletiva através da interpretação dos fenômenos físicos, utilizando-se a técnica da pesquisa bibliográfica, com o fichamento de fontes primárias escritas.

1.4.2 Estudo de caso

Serão realizados ensaios com um mesmo motor conceitual (movido a gasolina) utilizando-se de um dinamômetro de bancada, que avalia somente o motor independente do veículo onde será aplicado, e ensaios em um dinamômetro de chassis que avalia o mesmo motor, porém agora já aplicado em um determinado veículo.

Os dados experimentais serão obtidos inicialmente ensaiando-se o motor conceitual em dinamômetro de bancada, ou seja, em regime permanente de operação, onde se respeitará para efeito de teste a norma NBR ISO 1585. O dinamômetro a ser utilizado possui a característica física de circulação de água para refrigeração do motor com controle da temperatura de maneira praticamente constante. Desta forma, após a estabilização do sistema na temperatura de refrigeração estipulada, obtêm-se a emissão de poluentes naquela temperatura.

Num segundo momento, este mesmo motor conceitual será ensaiado já montado em veículo e este conjunto será submetido a testes de emissão em dinamômetro de chassis conforme norma NBR 6601. Os equipamentos de laboratório para execução deste teste não permitem um controle das temperaturas de refrigeração do motor da mesma forma que o dinamômetro de bancada, porém pode-se variar esta temperatura utilizando-se de diferentes válvulas termostáticas, e para este teste serão utilizadas 3 diferentes válvulas termostáticas; suas calibrações permitem, quando instaladas individualmente no motor conceitual, obter diferentes temperaturas de refrigeração e para cada uma destas temperaturas, medir a emissão de poluentes deste motor.

Com o conhecimento dos dados de emissão de poluentes obtidos em cada um dos diferentes tipos de testes de dinamômetro, procurar-se-á verificar a existência de tendência de melhoria ou não das emissões com a variação da temperatura de arrefecimento do motor, bem como verificar que tipo de correlação pode ou não ser estabelecida.

2 MOTORES DE IGNIÇÃO POR FAÍSCA

2.1 Conceituação termodinâmica

Para iniciar essa breve revisão de conceitos, devem-se citar os princípios básicos da física que regem todos os processos conhecidos, aplicados ao tema do estudo deste trabalho: a conservação da massa e a conservação da energia.

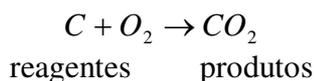
O princípio de conservação da massa, aplicado ao processo de combustão, implica que a massa total de produtos seja igual à massa total inicial de reagentes, independentemente de como ocorreu esse processo. Isto significa que a quantidade de cada elemento, em massa, deve ser constante durante o processo, por exemplo: um mol de CH_4 deve resultar em produtos que somem um mol de C em qualquer combinação, no caso da combustão completa em um mol de CO_2 .

O princípio da conservação de energia, aplicado ao processo de combustão, implica que a energia total dos produtos no estado em que se encontram somada com a energia liberada na combustão seja igual à energia total dos reagentes no estado em que se encontram.

Em se tratando do aspecto termodinâmico do estudo de motores de combustão interna, o conceito mais importante é o dos ciclos de motores ideais. Um bom exemplo é o ciclo ideal padrão-ar de Otto, que fornece uma aproximação conveniente, porém grosseira do ciclo real de operação do motor de combustão interna. Ele é útil para ilustrar os aspectos termodinâmicos da operação do motor, como também fornecer estimativas das tendências do comportamento do motor de acordo com mudanças de parâmetros importantes de operação. Porém não deve ser utilizado para a modelagem dos processos reais de combustão dos motores de combustão interna. Estes processos de combustão que ocorrem internamente ao cilindro dos motores de combustão interna são processos muito complexos, e requerem modelos mais sofisticados para representá-los de forma mais precisa.

2.2 Reação geral de combustão

O processo de combustão pode ser representado por uma reação química, na qual o combustível é oxidado (queimado) com objetivo de liberação de energia, gerando produtos de combustão em forma mais estável. Por exemplo:

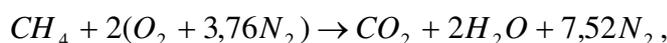


No processo de combustão, ocorre a formação de muitos produtos intermediários durante a reação química, entretanto este trabalho enfocará os reagentes e os principais produtos finais do processo.

O combustível de interesse para este estudo pertence à família dos hidrocarbonetos e será detalhado mais à frente. Seus elementos oxidáveis comuns são o carbono (C) e o hidrogênio (H).

O oxidante ou comburente da reação é o oxigênio, normalmente proveniente do ar atmosférico, que tem composição aproximada de 21% de oxigênio (O₂) e 79% de nitrogênio (N₂) em volume. Neste caso, 1 mol de O₂ correspondem a 3,76 moles de N₂ na reação.

A reação de combustão completa ideal é aquela que gera produtos totalmente oxidados. Tomando como exemplo um hidrocarboneto, os produtos da combustão completa do C e do H geralmente são dióxido de carbono (CO₂) e água (H₂O), respectivamente. Para que ocorra a combustão completa, o comburente (O₂) deve estar presente em quantidade suficiente, ou seja, na quantidade estequiométrica definida pela reação. Por exemplo, na queima completa de 1 mol de metano (CH₄):



a quantidade de ar estequiométrica é a chamada quantidade de ar teórica da reação.

A reação pode apresentar ar em excesso, ou mais de 100% do ar teórico. Então se diz que a mistura ar-combustível induzida ao motor é pobre; caso contrário, se houver excesso de combustível, a mistura ar-combustível é chamada de mistura rica.

No estudo da combustão, costuma-se definir a relação combustível-ar (C/A) seja na base mássica, seja na base molar:

$$C/A = \frac{m_{comb}}{m_{ar}} \quad \text{ou} \quad C/A = \frac{n_{comb}}{n_{ar}}$$

Também se costuma definir o adimensional ϕ (ou fração combustível-ar relativa) para comparar a relação C/A real com a relação C/A estequiométrica:

$$\phi = \frac{C/A}{C/A_{est}}$$

Misturas ar-combustível com a relação $\phi > 1$ são de misturas ricas; misturas com a relação $\phi < 1$ são misturas pobres.

Na situação real, a reação de combustão não ocorre de maneira ideal. Assim, os produtos da combustão não são apenas os esperados para a reação de combustão completa; têm-se também os chamados poluentes atmosféricos. Os poluentes serão descritos adiante, bem como os fatores que influenciam sua ocorrência.

2.3 Eficiência volumétrica

No sistema de admissão do motor, existem várias restrições que dificultam o enchimento completo do cilindro. Em motores do ciclo Otto, por exemplo, as restrições podem ser o filtro de ar, a borboleta, a válvula de admissão, etc. Já no ciclo Diesel não existe a borboleta aceleradora; a aceleração é feita pela adição de combustível, o que resulta em menor perda de carga no processo de admissão do ar. A eficiência volumétrica é o parâmetro utilizado para medir a taxa efetiva de massa de ar deslocado pelo pistão.

A deficiência no enchimento do motor depende do seu desenho, devido as suas restrições e perdas de carga pelos dutos de admissão, da posição da borboleta de aceleração no caso do ciclo Otto, etc.

Pode-se relacionar a eficiência volumétrica da seguinte forma,

$$\eta_v = \frac{2 \cdot m_{ar}}{\rho_{ar} \cdot V_d \cdot N}$$

Onde η_v é o rendimento volumétrico, m_{ar} é o fluxo de ar que entra no motor, ρ_{ar} é a massa específica do ar na admissão, V_d é o volume deslocado por admissão e N é a rotação do motor.

2.4 Combustão completa, incompleta e estequiométrica

A combustão completa é a reação de combustão em que todos os elementos oxidáveis constituintes do combustível se combinam com o oxigênio, particularmente o carbono e o hidrogênio, que se convertem integralmente em dióxido de carbono (CO_2) e água (H_2O), independente da existência de excesso de oxigênio (O_2) para a reação.

Na combustão incompleta ou parcial aparecem produtos intermediários da combustão, especialmente o monóxido de carbono (CO) e o hidrogênio (H_2), resultado da oxidação incompleta dos elementos do combustível. Ela pode ser induzida pela limitação na quantidade de oxigênio oferecido para a reação, pelo resfriamento da carga ou problemas no desenvolvimento da frente de chama.

A combustão estequiométrica é a reação de oxidação teórica que determina a quantidade exata de moléculas de oxigênio necessárias para efetuar a completa oxidação de um combustível.

Se o oxigênio disponível for suficiente, o combustível hidrocarboneto pode ser completamente oxidado. Neste caso, o carbono existente no combustível é convertido em dióxido de carbono (CO_2), e o hidrogênio em água (H_2O).

Dessa forma, tendo a fórmula bruta média do combustível CH_yO_z , a relação estequiométrica para a queima pode ser calculada pela seguinte equação:

$$\left(\frac{A}{F_f}\right)_s = \frac{137,84 \cdot \left[1 + \left(\frac{y}{4}\right) - \left(\frac{z}{2}\right)\right]}{12 + y + 16z}$$

onde A é a massa de ar, F_f é a massa de combustível e s representa a condição estequiométrica.

A equação apresenta a fórmula reduzida e a relação estequiométrica para gasolina, gás natural veicular e para o óleo diesel. Este dado é importante, pois a relação estequiométrica ou título da combustão é o dado que define a relação ar/combustível. Sabe-se assim se a mistura é rica ou pobre comparando com o valor estequiométrico se maior, a mistura é pobre; quando menor, mais rica é a mistura.

2.4 Composição do ar atmosférico

Nos motores de combustão interna em geral, o oxigênio disponível no ar é utilizado como oxidante do combustível. A mistura do ar seco é composta, em volume, por 20,95% de oxigênio, 78,09% de nitrogênio, 0,93% de argônio e o restante por outros gases, como dióxido de carbono, neon, hélio, metano, etc. A Tabela I a seguir mostra as proporções relativas dos constituintes do ar seco:

Principais Constituintes do Ar Seco				
Gás	ppm por volume	Peso Molecular	Fração Molar	Relação Molar
O ₂	209500	31,998	0,2095	1
N ₂	780900	28,012	0,7905	3,773
A	9300	38,949		
CO ₂	300	40,009		
Ar Total	1000000	28,962	1	4,773

Tabela I: Principais constituintes do ar fresco (Fonte HEYWOOD, p. 65)

Na combustão, o componente reagente do ar é o oxigênio. O restante dos gases existentes no ar são considerados inertes, chamados também de nitrogênio aparente.

2.6 O combustível

Os combustíveis automotivos distinguem-se principalmente pela composição de sua cadeia carbônica e da origem: animal, vegetal ou mineral. Atualmente, os combustíveis disponíveis comercialmente para aplicação automotiva no Brasil são o óleo diesel, a gasolina (misturada com etanol anidro) e o gás natural veicular de origens minerais e o etanol anidro, de origem vegetal.

Vale ressaltar que a melhoria da qualidade dos combustíveis está sendo perseguida pelo Ministério do Meio Ambiente (MMA) por meio do Instituto Brasileiro do Meio Ambiente (IBAMA) que, em parceria com a Agência Nacional de Petróleo (ANP) e a Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (ANFAVEA), vem conseguindo resultados expressivos, como a retirada do chumbo da gasolina, a adição de álcool à gasolina, a redução gradativa do teor de enxofre do óleo diesel e da gasolina, são alguns exemplos.

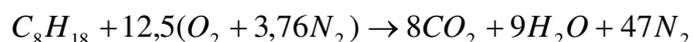
Para o motor de ignição por faísca movido a gasolina a ser estudado, que opera segundo o ciclo padrão-ar de Otto, será realizada uma análise de emissão de poluentes ao se variar a temperatura de arrefecimento deste motor.

2.6.1 A gasolina

A gasolina utilizada como combustível nacional tem como característica principal a adição de etanol anidro na proporção de $25 \pm 1\%$ em volume, devido à legislação vigente.

A gasolina, proveniente do processo do craqueamento e refino do petróleo, é uma mistura de vários hidrocarbonetos. Essa composição determina sua qualidade. Quanto maior o número de hidrocarbonetos de cadeia ramificada e de pequeno peso molecular na composição da gasolina, maior será sua resistência à compressão antes de sua auto-ignição.

Considerando o iso-octano como composição ideal da gasolina, a equação teórica da combustão completa do combustível é:



Na maioria dos casos o processo de combustão não ocorre na sua forma ideal, seja devido à composição da mistura ar-combustível, por ineficiência do motor ou por outro motivo qualquer. Dessa forma, a gasolina também gera como produtos dessa reação não ideal de combustão, além de água e gás carbônico, substâncias poluentes, como o monóxido de carbono (CO), os óxidos de nitrogênio (NO_x), hidrocarbonetos (HC) não-queimados, material particulado, e mesmo óxidos de enxofre (SO_2), devido ao enxofre presente na gasolina. Outra substância originada na combustão é o benzeno, que também é um agente cancerígeno.

2.6.2 A octanagem e o índice anti detonante

Uma maneira simples e objetiva de definir tecnicamente índice anti detonante e octanagem é através de uma comparação entre as características físico-químicas do combustível.

Para isso foi criado o índice anti-detonante, que nada mais é do que um índice que indica o quanto um combustível resiste à compressão comparada a um combustível de octanagem conhecida. Esse índice é dado por:

$$IA = \frac{RON + MON}{2}$$

onde RON (*Research Octane Number*) e MON (*Motor Octane Number*) são valores medidos de resistência à compressão do combustível em condições menos e mais severas de operação do motor, respectivamente.

Suas determinações são realizadas em motor padrão por meio de comparação entre intensidades de detonação obtidas com o uso de uma sua amostra e aquelas produzidas por misturas de n-heptano (octanagem zero) e iso-octano (octanagem 100), de octanagens conhecidas.

2.7 A mistura ar-combustível para motores de ignição por faísca

O sistema de admissão do motor tem como principal função preparar, a partir do ar ambiente e do combustível uma mistura que satisfaça as necessidades do motor durante todo seu regime de operação.

Em princípio, a relação combustível-ar C/A ótima para um motor de ignição por faísca é aquela que fornece a potência requerida com o menor consumo de combustível, consistente com operação suave e confiável. Na prática, as restrições do controle de emissão de poluentes podem ditar uma relação C/A diferente, como por exemplo, aquela conseguida com a reciclagem de uma fração dos gases de escape

através de uma válvula recirculadora de gases de exaustão para o sistema de admissão.

A proporção relativa de combustível e ar que resulta no menor consumo de combustível, operação suave e confiável e que satisfaz as exigências de emissões, atingindo a potência desejada, depende da rotação do motor e da carga aplicada.

A preparação da mistura é normalmente baseada na relação C/A e porcentagem de reciclagem de gases obtida através da válvula recirculadora de gases de exaustão, e as proporções relativas de ar e combustível são definidas genericamente, em termos da fração combustível-ar relativa ϕ .

As características desejadas da mistura são diferentes para carga total (ou borboleta aceleradora totalmente aberta) e para carga parcial de operação.

Em condição normal de operação, o ponto crítico é a utilização completa do ar induzido para obter a máxima potência para um dado volume disponível. Quando nem toda potência máxima possível é necessária, a utilização eficiente do combustível é o ponto crítico.

Para regime WOT (do inglês “*wide open throttle*”, ou condição de borboleta aceleradora totalmente aberta), a potência máxima para um dado rendimento volumétrico é obtida com misturas ricas, com $\phi \approx 1,1$ (HEYWOOD, p.280).

Para condição de operação em carga parcial, é vantajoso diluir a mistura ar-combustível, seja com excesso de ar ou com gases de escape reciclados. Com excesso de ar, a diluição aumenta a eficiência de conversão do combustível, devido à sobra de oxigênio para queimar todo o combustível. A diluição por reciclagem dos gases de escape, causa a diminuição da temperatura dentro da câmara de combustão, o que reduz significativamente as emissões de NO_x .

Com a necessidade atual de controle rigoroso de emissões de NO_x , HC e CO, a operação do motor com mistura estequiométrica é vantajosa, e o catalisador de três

vias pode ser usado para “limpar” os gases de escape. Porém cabe ressaltar aqui que para efeito de uma melhor interpretação das conseqüências da variação da temperatura de refrigeração do motor movido a gasolina na suas emissões de poluentes não será utilizado o catalisador durante os testes de dinamômetro em laboratório.

2.7.1 O sensor lambda

A operação do motor é mantida próxima da relação ϕ estequiométrica através do uso de um sensor no sistema de escape, que mede a concentração de oxigênio na linha de escape dos gases de combustão. Esse sensor gera um sinal de tensão que é uma entrada do sistema de controle realimentado, que define o fornecimento de combustível para o sistema de admissão.

O sensor, chamado de sensor *lambda* (onde λ é o inverso do adimensional ϕ), é uma célula de concentração de oxigênio com eletrólito sólido através do qual a corrente elétrica é carregada por íons de oxigênio. O eletrólito cerâmico separa duas câmaras com gases a diferentes pressões parciais de oxigênio, o escape e a atmosfera.

Uma reação eletroquímica ocorre e os íons de oxigênio conduzem corrente:



A tensão de saída relaciona as pressões parciais diferentes através da equação de Nernst:

$$V_s = \frac{R.T}{4.F} \cdot \ln\left(\frac{P_{O_2atm}}{P_{O_2escape}}\right)$$

onde F é a constante de Faraday.

A pressão parcial de equilíbrio nos gases de escape cai em muitas ordens de grandeza com a mudança da fração combustível-ar relativa de 0,99 para 1,01:

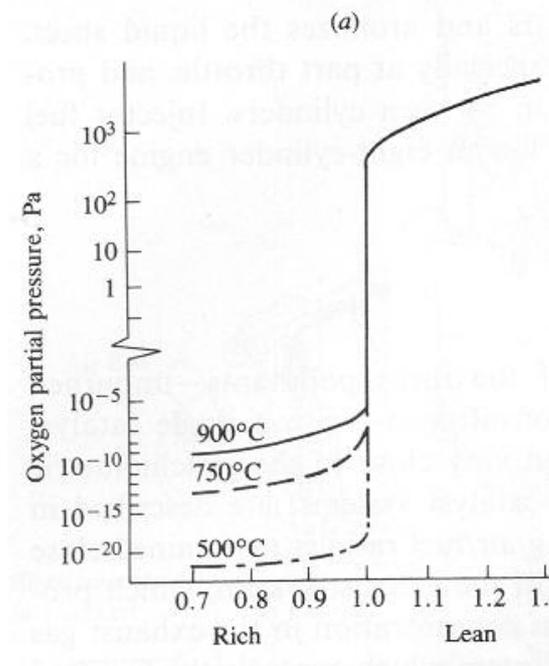


Figura 1. Pressão parcial de oxigênio em função de ϕ^{-1} (HEYWOOD, p. 302)

A tensão de saída do sensor então aumenta rapidamente nessa transição de mistura pobre para mistura rica:

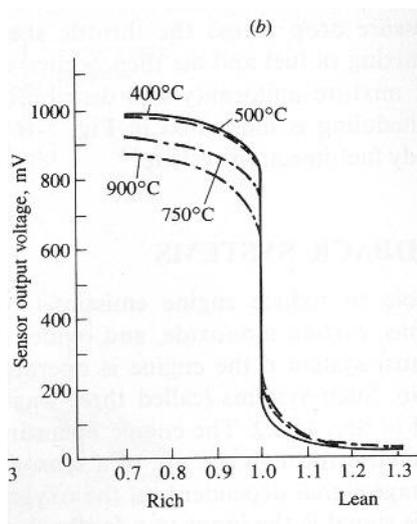


Figura 2. Tensão de saída em função da relação ϕ^{-1} (HEYWOOD, p. 302)

Se não for influenciado pela temperatura, esse sinal pode ser usado com boa precisão no sistema de realimentação. Caso a temperatura seja muito alta, pode ocorrer o derretimento do sensor, que possui temperaturas máxima e mínima de funcionamento.

O sensor é usualmente colocado na parede do coletor de escape. Essa localização permite rápido aquecimento do sensor após a partida do motor, além de resultar na menor distância entre o local da injeção do combustível e o sensor. Esse atraso é importante para o sistema de realimentação. Existem sensores que já vêm pré-aquecidos, portanto, já estão próximos da temperatura de funcionamento e o tempo de resposta logo após a ignição é maior que a dos sensores que não tem pré-aquecimento.

O sensor lambda foi inicialmente desenvolvido para controlar a relação combustível-ar próxima da estequiométrica, mas o uso de um sensor para controle da relação ϕ entre pobre e estequiométrica durante operação de carga parcial do motor é possível.

Para obtenção da emissão de gases poluentes veiculares em dinamômetro de chassis foi utilizado o ciclo de teste de emissões FTP-75 ou EPA-75, a ser descrito mais adiante, e por este ter uma forte característica transiente, com regimes de aceleração e desaceleração também muito fortes, o controle da mistura torna-se mais suscetível ao tempo de resposta dos sensores, tais como o sensor lambda, e controladores.

2.8 Formação de poluentes atmosféricos

Os poluentes resultantes do processo de combustão em motores de combustão interna são os óxidos de nitrogênio (NO_x), o monóxido de carbono (CO), os hidrocarbonetos não-queimados (HC), material particulado, aldeídos e até mesmo óxidos de enxofre (SO_2), devido ao enxofre presente na gasolina. Os principais deles, produzidos em maior quantidade, são o NO_x , o CO e o HC. Esses poluentes dependem de situações específicas nas quais apresentam alta probabilidade de serem formados; essas situações explicam os mecanismos de formação desses poluentes sob influência de

mudança nas variáveis de projeto, de operação e até as variáveis atmosféricas. Como as concentrações obtidas dos poluentes não são as verificadas quando se supõe equilíbrio químico, a cinética das reações será levada em consideração para analisar a formação dos poluentes.

A emissão de hidrocarbonetos não-queimados ou HC tem causas diversas. As altas pressões nas etapas de compressão e combustão do ciclo empurram uma fração dos gases para as frestas e folgas presentes na câmara de combustão. A maior parte das folgas normalmente localiza-se nas regiões entre o pistão, os anéis e a parede do cilindro; há ainda frestas causadas por imperfeições próximas à vela, próximas à sede das válvulas e na região da junta (entre o cabeçote e o bloco do motor). Essa fração de gases que entra nas frestas e folgas não participam do processo primário de combustão, porque a entrada dessas frestas é estreita demais para permitir a entrada da chama. Esses gases, que deixam esses espaços posteriormente, na fase de expansão e exaustão, são uma fonte de emissão de hidrocarbonetos não queimados.

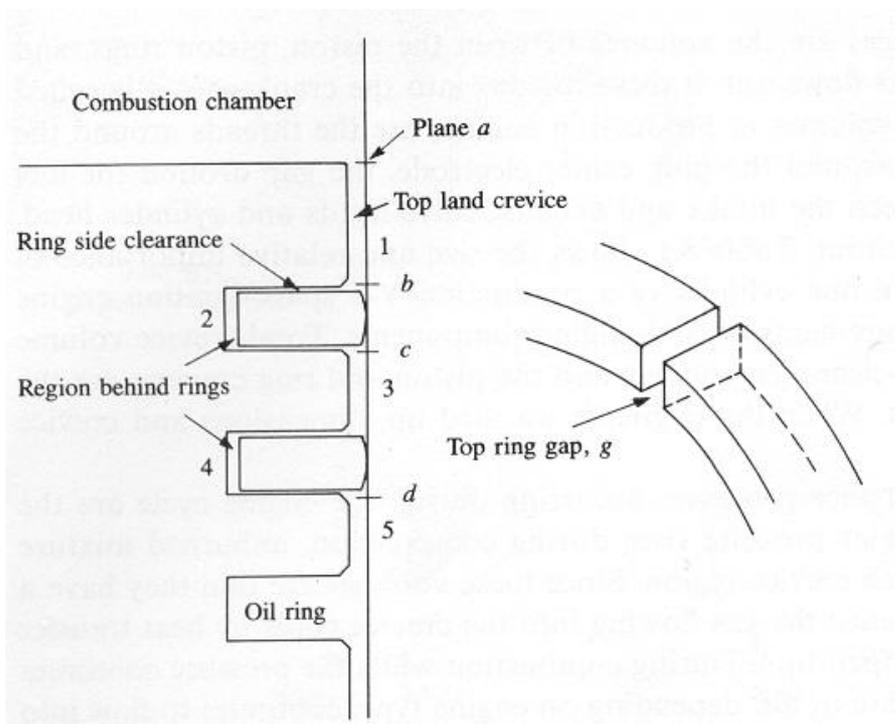


Fig. 3: Frestas e folgas na câmara de combustão de motor de ignição por faísca (HEYWOOD, p.362)

Outra causa de emissão de HC são os finos filmes de óleo lubrificante que penetram no cilindro, e depositam-se nas paredes do cilindro, na cabeça do pistão e no cabeçote. Esse óleo tem capacidade de absorver uma pequena fração do hidrocarboneto antes da combustão, e para uma situação de processo de combustão lento, apenas após a essa etapa a fração não-queimada de HC é devolvida aos gases presentes no cilindro. Essa situação usualmente ocorre quando o motor opera em regime transiente.

Há o fator da extinção da chama, quando esta se aproxima muito das paredes do cilindro, deixando uma fina camada de hidrocarbonetos não-queimados e parcialmente queimados. Além disso, motores com muito tempo de uso podem apresentar depósitos nas paredes do cilindro, esses depósitos ocasionam a emissão de HC não-queimados.

É interessante notar que muitos dos componentes orgânicos encontrados no sistema de escapamento não estão presentes na composição do combustível, forte indicativo de que existem reações que ocorrem durante a combustão. Verifica-se, por exemplo, a presença de hidrocarbonetos oxigenados quando utilizada gasolina como combustível.

Os hidrocarbonetos não-queimados são eliminados junto aos gases de escape, mas ainda podem ser oxidados depois da combustão primária no cilindro se a temperatura, a concentração de oxigênio e o tempo de permanência no sistema de escape forem apropriados.

A formação de monóxido de carbono depende diretamente da relação combustível-ar (C/A). Quando a mistura ar-combustível apresenta combustível em excesso, ou menos de 100% de ar teórico, não há oxigênio disponível para queimar todo o combustível (oxidar todo o carbono), e a reação de queima incompleta produz CO. Para mistura combustível-ar pobre, ou com mais de 100% de ar teórico, inicialmente o excesso de oxigênio reduz a formação de CO, devido à maior possibilidade de ocorrência de queima completa do combustível. Entretanto, se a mistura torna-se

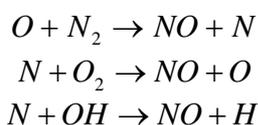
muito pobre, a combustão torna-se irregular, e a taxa de formação de CO aumenta novamente. Uma outra situação é a necessidade de enriquecimento da mistura após a partida do motor, quando este está frio. As quantidades de CO emitidas nesta etapa são muito significativas se comparadas às quantidades emitidas quando o motor já está aquecido completamente.

Como os motores de ignição por faísca trabalham com misturas estequiométricas em cargas parciais e misturas ricas em cargas plenas, as emissões de CO são significativas e devem ser controladas. Outro fator importante para os níveis de emissões é a uniformidade conseguida para a mistura combustível-ar admitida.

As altas temperaturas que ocorrem dentro da câmara de combustão são a principal causa da formação dos óxidos de nitrogênio, já que só nessa situação o nitrogênio presente no ar da mistura ar-combustível reage com o oxigênio, formando os óxidos poluentes. Quanto maior a temperatura interna do cilindro, maior a taxa de formação de NO_x. É importante, além de temperaturas altas, que exista oxigênio suficiente para que ocorra a reação de formação de óxidos de nitrogênio.

Os óxidos de nitrogênio representados por NO_x incluem tanto o NO quanto o NO₂, e a formação de cada um ocorre em momentos diferentes.

O óxido que se forma inicialmente é o NO, na frente de chama e nos gases posteriores a ela. As reações químicas de formação do NO acontecem na seguinte seqüência:



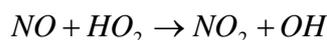
Como a etapa de combustão acontece a altas pressões, a frente de chama é extremamente fina (aproximadamente 0,1 mm), e o tempo de residência da mistura ar-combustível nesta região é pequeno. Os gases queimados produzidos antecipadamente no processo são comprimidos a altas temperaturas. Pode-se dizer

portanto que a formação do NO na região de alta pressão e temperatura posterior à chama sempre prevalece à formação de NO na frente de chama. A taxa de formação do NO ($d[\text{NO}]/dt$) pode ser descrita pela seguinte equação: (HEYWOOD, p. 575):

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = \frac{6 \cdot 10^{16}}{T^{1/2}} \cdot e^{\frac{-69.090}{T}} \cdot [\text{O}_2]^{1/2} \cdot [\text{N}_2]_e$$

Onde $d[\text{NO}]/dt$ é expresso em moles por unidade de volume e de tempo.

Nota-se que a equação é função da influência da temperatura e concentração de oxigênio no local. Apenas após a formação inicial do NO é que começam a ocorrer as reações de formação do NO_2 , como segue:



Apesar de a legislação abordar apenas a medição da quantidade total de óxidos de nitrogênio produzidos, é possível medir a contribuição individual de cada um deles para o total de poluentes emitidos, através de suas massas moleculares.

2.9 Emissões veiculares de poluentes

Os principais poluentes que resultam do processo não-ideal de combustão em motores a combustão interna como já citado para o combustível em estudo, são: o monóxido de carbono (CO), os óxidos de nitrogênio (NO_x), os hidrocarbonetos não-queimados (HC) e o dióxido de carbono (CO_2). Para os motores de combustão interna de ignição por faísca (MIF), os poluentes regulamentados por lei são: CO, NO_x , HC e aldeídos. A emissão de material particulado, neste caso, existe, mas não é regulamentada, além de não ser expressiva. Esse item do capítulo trata dos fatores de influência na emissão de CO, CO_2 , NO_x e HC.

Desde que o controle de emissões veiculares se tornou mais rígido, com aplicação de legislação específica, em diversas partes do mundo, muitas técnicas vêm sendo estudadas e implantadas com o objetivo de reduzir os níveis de emissões de poluentes, sempre observando o compromisso de manter as características de desempenho que se espera dos modernos motores de combustão interna (baixo consumo de combustível e alta potência).

Algumas dessas técnicas utilizadas no decorrer dos anos, tanto recentes quanto um pouco mais antigas e conhecidas, estão relacionadas a seguir:

- válvula EGR (*Exhaust Gas Recycling*), que recicla os gases de escape para a admissão do novo ciclo de combustão, e como os gases não são comburentes, por não terem oxigênio, reduzem a temperatura da câmara de combustão, e conseqüentemente os níveis de NO_x produzidos, mas causam redução da potência gerada.
- otimização do sistema de ignição do combustível, que pode ocorrer de diversas maneiras: estudo da melhor posição da vela dentro do cilindro; utilização de duas velas por cilindro; estudo da duração e intensidade ideais da faísca; avanço do ponto de ignição; essas medidas reduzem a emissão de NO_x e HC não queimados, mas podem resultar num aumento de consumo de combustível;
- pré-aquecimento da mistura induzida, que facilita a queima mais uniforme do combustível;
- utilização de 4 válvulas por cilindro, que permite uma mistura ar-combustível mais homogênea em cargas elevadas, e dessa forma uma maior regularidade na combustão;
- sistema eletrônico de injeção, que procura sempre otimizar a proporção da mistura ar-combustível (*closed loop*) para uma determinada situação de operação visando, por exemplo, reduzir emissões e/ou consumo de combustível.

2.9.1 Fatores que afetam os níveis de emissão de poluentes

Os níveis de emissões de poluentes dependem de muitos fatores, sejam eles de projeto, operacionais ou até mesmo atmosféricos.

Alguns dos fatores mais importantes que influenciam os níveis de emissões de poluentes são: o formato da câmara de combustão do motor, a posição da vela de ignição (em motores de ignição por faísca, como o motor em estudo) e a taxa de compressão, fatores esses de projeto; a proporção da mistura ar-combustível (C/A) induzida ao motor, o ponto de ignição e a reciclagem de gases de escape são fatores operacionais; a umidade e temperatura do ar ambiente que entra no motor, fatores atmosféricos.

O gráfico abaixo ilustra um exemplo da influência de um desses fatores (relação combustível-ar) nos níveis de emissão dos poluentes:

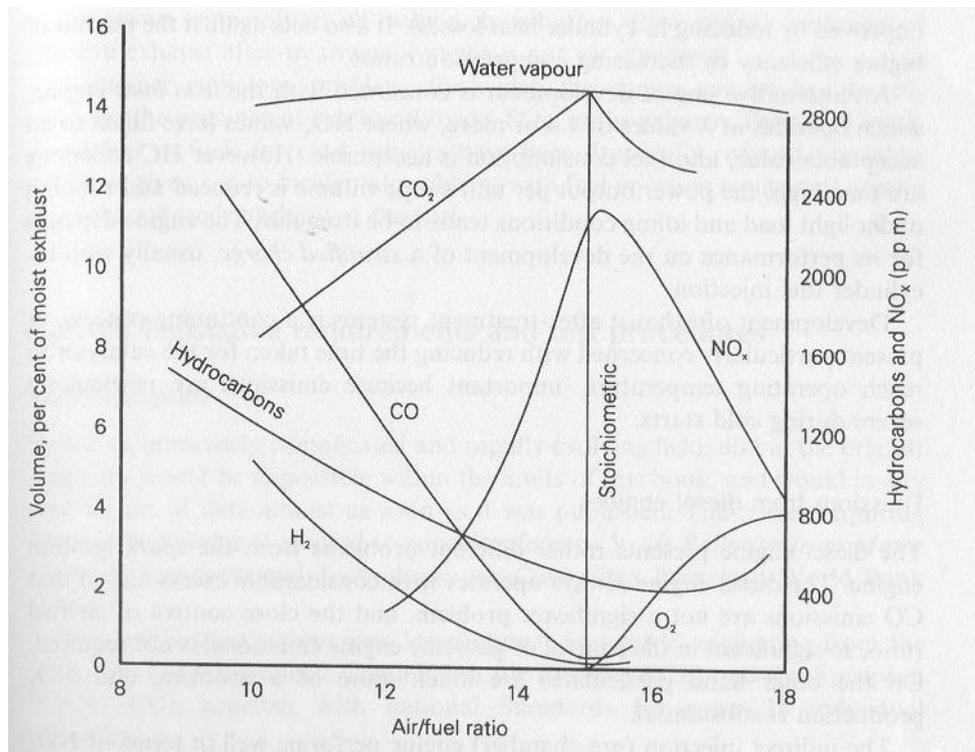


Figura 4: Relação entre gases de escape sem pós-tratamento e relação C/A^{-1} para a gasolina (PLINT, p. 247)

Aqui se pretende abordar a influência de alguns desses fatores citados nas emissões apenas dos poluentes NO_x , CO e HC, que são os mais importantes regulamentados por lei e gerados na combustão do motor de ignição por faísca alimentado com gasolina.

Com relação à composição da mistura, antes da combustão ela é formada por combustível (geralmente vaporizado), ar e gases queimados. A fração de gases queimados presentes no interior do cilindro é a fração residual de gás no cilindro mais os gases reciclados pela válvula recirculadora de gases de exaustão (EGR) para controle de NO_x . A composição da mistura é um fator crítico, já que determina o desenvolvimento do processo de combustão, que governa as características de operação do motor.

Mesmo que muito esforço seja feito para produzir uma mistura uniforme dentro do cilindro, ainda existem uniformidades, quando, por exemplo, o ar, o combustível, os gases de escape reciclados e a fração de gases residual não são completamente misturados. Essas variações, quando ocorrem próximas ao local da vela, prejudicam a formação da chama e conseqüentemente o resto do processo de combustão.

A taxa de formação de NO_x depende da temperatura dos gases e da concentração de oxigênio. Utilizando como parâmetro a fração combustível-ar relativa ϕ , a máxima temperatura dos gases queimados ocorre aproximadamente para $\phi = 1,1$, enquanto a concentração de oxigênio é baixa. Conforme a mistura empobrece, a concentração crescente de oxigênio inicialmente se impõe sobre a temperatura dos gases em decréscimo, e as emissões de NO_x têm seu pico em torno de $\phi = 0,9$. Após isso, a temperatura em queda prevalece e a taxa de emissão de NO_x cai a níveis baixos (HEYWOOD, p.835).

A variação da fração combustível-ar relativa ϕ , também tem efeito sobre a emissão de hidrocarbonetos não queimados. Para misturas ricas, as emissões de HC não-queimados são altas. Isso ocorre devido à falta de oxigênio para queima posterior à combustão interna ao cilindro de qualquer emissão de HC que escape do processo de

combustão primário. Assim que o ponto estequiométrico é alcançado, as emissões de HC caem: o aumento da concentração de oxigênio e das temperaturas de expansão e exaustão resulta em aumento da queima de HC. Para misturas mais pobres, os níveis de emissão de HC variam pouco com a relação ϕ .

Diminuindo a concentração de combustível e aumentando a de oxigênio, esse efeito prevalece sobre a diminuição da temperatura do gás. Quando está se alcançando o limite de empobrecimento da mistura, a qualidade da combustão piora significativamente e as emissões de HC começam a crescer novamente devido à ocorrência ocasional de ciclos de queima parcial.

Para misturas ainda mais pobres, as emissões de HC crescem rapidamente devido ao aumento da frequência de ciclos de queima parcial, e até mesmo da ocorrência de ciclos de falha total da combustão.

Em relação às emissões de CO, misturas ricas produzem níveis altos de CO. Isso porque a oxidação completa do combustível para CO₂ não é possível devido à insuficiência de oxigênio. Para misturas pobres, os níveis de emissão de CO são baixos e aproximadamente constantes em cerca de 0,5% ou menos.

Em relação ao fator ponto de ignição, ou instante da liberação da centelha, pode-se dizer que quando a combustão inicia muito cedo no ciclo, o trabalho transferido ao pistão pelos gases no cilindro ao final da compressão é muito grande. Da mesma forma, se a combustão se inicia tardiamente, o pico de pressão no cilindro é diminuído e o trabalho de expansão transferido ao pistão decresce.

Há um instante particular da ignição que permite o máximo torque do motor para dadas rotação, composição e taxa de fluxo da mistura ar-combustível. Esse momento, chamado de instante de máximo torque (em inglês, “*maximum brake torque timing*”, ou MBT *timing*), depende da carga aplicada e da rotação do motor. A determinação precisa desse instante particular é difícil, mas é importante porque as emissões de NO_x e HC variam significativamente com o ponto de ignição.

Como o ponto de ignição afeta o pico de pressão no cilindro, por conseqüência afeta o pico de temperatura dos gases antes e após a combustão. Atrasando o ponto de ignição, a temperatura máxima alcançada é menor; isso é usado muitas vezes para controle de emissões de NO_x e para evitar a detonação.

A temperatura dos gases de escape também é afetada pelo ponto de ignição, em relação ao MBT. Atrasando o ponto de ignição, a temperatura de escape aumenta, e a eficiência do motor e a perda de calor para as paredes do cilindro diminuem. Isso é usado às vezes para reduzir emissões de HC através do aumento da fração de hidrocarbonetos oxidada durante a expansão e escape devido às altas temperaturas dos gases queimados resultantes.

A principal técnica usada para controlar emissão de NO_x em motores de ignição por faísca é a reciclagem dos gases de escape através de uma válvula recirculadora dos gases de exaustão (EGR). Uma fração dos gases de escape é reciclada, através de uma válvula de controle, do sistema de escape para o sistema de admissão do motor. O gás reciclado é geralmente diluído junto à mistura fresca ar-combustível apenas depois da borboleta aceleradora. Em operação sob carga parcial, a válvula recirculadora age como um diluente adicional na mistura de gases não queimada, reduzindo assim o pico de temperatura dos gases queimados e as taxas de formação de NO_x .

A fração total de gases queimados presente na mistura não-queimada no cilindro é que age como diluente. Ela é composta tanto por gases residuais de ciclos anteriores quanto por gases reciclados para a admissão. Essa fração residual de gás é principalmente uma função das pressões de admissão e exaustão, rotação do motor e carga aplicada, taxa de compressão, abertura e fechamento das válvulas, e dinâmica do sistema de exaustão. Se os gases queimados diluem a mistura não-queimada, a temperatura absoluta alcançada após a combustão varia inversamente com a fração de massa de gases queimados, e, portanto o aumento da fração de gases queimados reduz a taxa de formação de NO_x .

Aumentando o excesso de ar ou a quantidade de gás reciclado, o processo de combustão se torna mais lento e a variação de ciclo para ciclo aumenta. Um certo nível de estabilidade ou repetitividade da combustão é necessário para operação suave do motor. A perda de estabilidade da combustão, portanto, limita a quantidade de diluição que um motor pode tolerar. Com a diminuição da carga aplicada, menos diluição da mistura fresca pode ser tolerada porque a diluição interna da mistura com gases residuais aumenta.

Em condição de marcha lenta, a mistura ar-combustível fresca não aceita reciclagem do gás e precisa ser estequiométrica ou rica, para que a combustão seja estável.

Consegue-se redução substancial de concentração de NO_x com valores de recirculação de gases de exaustão através da válvula EGR entre 10 e 25%. Entretanto, o uso desta válvula recirculadora reduz a taxa de combustão, o que torna mais difícil alcançar uma condição de operação estável. A taxa de combustão pode ser entendida como a quantidade de reações de combustão e a velocidade com que elas ocorrem.

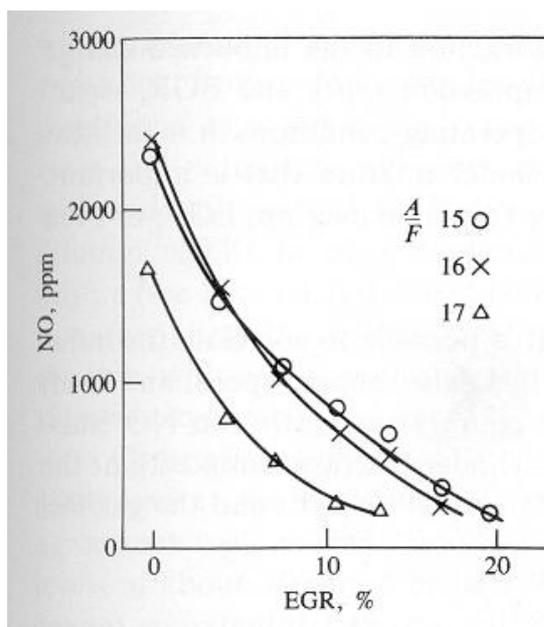


Figura 5. Variação da concentração de NO com % EGR (HEYWOOD, p.583)

A quantidade percentual de recirculação de gases de exaustão feitas através da válvula EGR que um motor tolera depende das características da combustão, carga e velocidade (rotação), e da relação ϕ . Para um motor de ignição por faísca, os valores máximos estão na faixa de 15 a 30% EGR (HEYWOOD, p.837).

Devido à queda na taxa de combustão e aumento das variações entre os ciclos, as emissões de HC aumentam com o aumento do percentual de gases recirculados pela válvula EGR. Primeiramente, o aumento na formação de HC se deve à diminuição da queima causada por temperaturas menores de expansão e exaustão, e é modesto. Um aumento mais rápido ocorre quando combustão se torna mais lenta, queima parcial e até falha acontecem com maior frequência.

A reciclagem dos gases de escape não tem, entretanto, efeito sobre as emissões de CO, em condições estáveis de operação do motor de combustão de ignição por faísca.

Tomando como parâmetros a rotação e carga aplicada ao motor, as tendências de formação de NO_x e HC são opostas.

A concentração de NO_x aumenta moderadamente com aumento da rotação à carga constante. Isso porque a fração residual de gases diminui com o aumento da rotação, assim como a transferência de calor por ciclo é menor, o que causa um aumento de concentração de NO_x.

Mantendo-se a rotação constante enquanto se aumenta a carga, a concentração de NO_x também aumenta, porque o aumento da carga causa aumento da pressão no coletor de admissão, que diminui a fração residual de gases.

Já os principais mecanismos de formação de HC são afetados pela rotação e carga, apesar de não se conhecer a fundo os detalhes destes processos e as causas dessa dependência.

Se oxigênio está disponível, a oxidação de hidrocarbonetos não-queimados tanto no cilindro quanto no sistema de escape aumenta significativamente com o aumento da rotação. Isso porque o aumento da rotação causa menor transferência de calor por ciclo, e as temperaturas das fases de expansão e exaustão são maiores. Esse efeito prevalece sobre a redução do tempo de permanência no cilindro e no sistema de escape.

Já a relação com a variação da carga é mais complexa. Com o aumento da carga, à rotação constante, as temperaturas de expansão e exaustão aumentam, e a taxa de oxidação no cilindro aumenta, para uma quantidade suficiente de oxigênio disponível. Esse efeito prevalece sobre a redução da oxidação de HC na saída de escape devido ao menor tempo de permanência dos gases no motor, causado pela maior taxa de fluxo dos gases de escape, e a tendência da emissão de HC não-queimados é cair moderadamente com o aumento da carga. Para condição de cargas leves, com rotação baixa e fração residual de gases alta, mesmo que variáveis como a relação combustível-ar C/A , a fração de gases reciclados EGR e ponto de ignição estejam apropriadamente controlados, a extinção da chama antes de alcançar todos os pontos mais distantes das paredes do cilindro é uma situação provável de ocorrer. Tal extinção precoce ocasiona uma queda de pressão no cilindro durante a expansão e a temperatura da mistura não-queimada na frente de chama diminui. A taxa de queima é, então, reduzida. Essa situação é uma importante fonte de emissões de HC não-queimados.

Estudos feitos divergem sobre a influência da taxa de compressão na emissão de NO_x . Alguns autores mostram que a taxa de formação de NO_x cresce moderadamente com o aumento da taxa de compressão, enquanto outros mostram uma queda na produção de NO_x .

O aumento da taxa de compressão resulta em aumento da emissão de HC. Vários fatores contribuem para o fato: maior contribuição das frestas da câmara de combustão a altas pressões; menores temperaturas dos gases ao final da fase da expansão, produzindo menor oxidação de HC no cilindro; a diminuição de fração

residual de gás, que aumenta a fração de HC do cilindro que escapa na exaustão; menores temperaturas de expansão, o que causa menor oxidação de HC no sistema de escape.

2.9.2 Efeito do aquecimento do motor nas emissões veiculares

Supondo que o motor trabalhe com ϕ constante, devido à atuação do sensor *lambda*, e analisando os gases de escape desde o momento em que o motor é ligado em diante, verifica-se que a quantidade de gases poluentes emitidos varia com o tempo, em função do aquecimento gradual do motor até atingir sua temperatura ideal de funcionamento (em inglês, “*warm up*”).

Desta forma e baseada nas explicações dos fatores que afetam a emissão dos níveis de emissões feitas no item anterior (2.9.1), deveremos estar observando que em um motor de ignição por faísca movido a gasolina, suas emissões de gases poluentes, independentemente de sofrer aplicação de carga ou não, mostrarão que há uma tendência determinada de variação de cada gás emitido em função do tempo de funcionamento do motor, até que este atinja sua temperatura de funcionamento ideal bem como ao variarmos esta temperatura da seguinte forma:

- a quantidade de NO_x tende a aumentar com o aumento da temperatura;
- a quantidade de HC não queimados tende a diminuir com o aumento da temperatura;
- a quantidade de CO tende a diminuir com o aumento da temperatura;
- a quantidade de CO_2 produzido tende a aumentar com o aumento da temperatura;

A explicação para estas observações é que, conforme o motor atinge seu ponto de operação ideal, a reação de combustão ocorre em temperatura próxima da ideal, e então os níveis de CO e HC como produtos de uma combustão ineficiente diminuem.

Já os gases NO_x , que são função principalmente da temperatura de combustão, são produzidos em maior quantidade quando o motor já está aquecido e, logicamente, a temperatura da combustão é mais alta.

3 DESCRITIVO DOS ENSAIOS REALIZADOS E SEUS PROCEDIMENTOS

3.1 Condições gerais de realização dos ensaios

No Brasil a metodologia para medição das emissões de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio é regulamentada pela norma NBR ISO 1585 para execução de ensaios em dinamômetros de bancada e pela norma NBR 6601, para ensaios em dinamômetros de chassis, ambas elaboradas pela Comissão de Estudo de Emissões Veiculares da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). A NBR 6601 segue a metodologia americana, que adota o ciclo de condução FTP-75. Este é um ciclo altamente transitório e difere do ciclo adotado na Europa (ECE 15 + EUDC), que é mais artificial.

Eventuais ensaios a serem realizados para medição de aldeídos devem estar de acordo com a NBR 12026, e para medição de emissão evaporativa devem estar de acordo com a NBR 11481.

Os combustíveis devem estar de acordo com as regulamentações da Agência Nacional de Petróleo (ANP), sendo a mistura gasolina com álcool preparada a partir de $25 \pm 1,0\%$ em volume de álcool anidro, sendo denominada gasolina padrão de emissões (GPE).

Pelo aspecto técnico, os testes de emissão de gases veiculares são mais complicados que outros testes veiculares, por incluírem o regime transiente, mas dessa forma são mais representativos das condições reais de operação dos motores.

O controle das condições do teste é muito importante, e é fator determinante da validade dos resultados obtidos.

Num teste de emissão de gases poluentes devem ser controlados: os procedimentos de montagem do equipamento de teste; a calibração do equipamento; as condições

ambientais do teste (qualidade, temperatura e umidade do ar de entrada do motor); montagem do sistema de escape dos gases e a qualidade e armazenamento do combustível.

Há técnicas de medição diferentes para cada tipo de poluente resultante da combustão:

- CO: análise não-dispersiva por infravermelho;
- CO₂: análise não-dispersiva por infravermelho;
- HC: detecção de ionização da chama;
- NO_x: análise por quimioluminescência;
- Material particulado: filtração.

Normalmente, uma pequena fração dos gases de escape é coletada para uma linha de amostragem. Parte dessa amostra é alimentada diretamente para o instrumento que analisa HC não queimado, chamado de detector de ionização de chama (em inglês, *flame ionization detector*, FID). Os HC presentes na amostra do gás de escape são queimados e uma pequena chama hidrogênio-ar, produzindo íons em quantidade proporcional ao número de átomos de carbono queimados. O FID é então um contador de átomos de carbono, calibrado com amostra de gases contendo quantidades conhecidas de HC.

Hidrocarbonetos não queimados são expressos normalmente em fração molar ou volumétrica, em ppm. Medições de HC não queimados são feitas por analisador não dispersivo de infravermelho (em inglês, *non dispersive infra red*, NDIR), na qual a absorção de infravermelho pelos HC numa célula de amostra é usada para determinar sua concentração. Valores de concentração de HC produzidos pelo motor, medidos por um analisador FID, são cerca de duas vezes maiores que os valores equivalentes medidos por analisador NDIR, usualmente multiplicados por dois para se obter uma estimativa da real concentração de HC nos gases de escape. Concentrações grandes de oxigênio nos gases de escape afetam as medidas feitas pelo FID. Para prevenir condensação de HC na linha de coleta de amostra, esta é geralmente aquecida.

O analisador NDIR é usado para medição de concentrações de CO_2 e CO . A absorção de infravermelho numa célula de amostra contendo gases de escape é comparada à absorção em uma célula de referência. O detector contém o gás sendo medido em dois compartimentos separados por um diafragma. A radiação não absorvida na célula de amostra é absorvida pelos gases no detector em um dos lados do diafragma. A radiação não absorvida pela célula de referência é absorvida pelo gás na outra metade do detector. Diferentes valores de absorção nas duas metades do detector resultam em diferença de pressão que é medida em termos da dilatação do diafragma. O analisador NDIR é calibrado com amostras de gases de composição conhecida. Como a absorção de infravermelho por vapor de água se impõe sobre a absorção por CO e CO_2 , a amostra dos gases de escape é seca antes de entrar no analisador.

Os óxidos de nitrogênio, tanto a quantidade de NO quanto o total de óxidos de nitrogênio (NO_x), são medidos com um analisador de quimioluminescência. O NO da amostra dos gases de escape reage com ozônio num reator de fluxo. A reação produz moléculas de NO_2 excitados eletronicamente que emitem radiação ao decair para um estado inferior. A radiação é medida com um fotomultiplicador e é proporcional à quantidade de NO . O aparelho pode ainda converter NO_2 da amostra em NO , por decomposição em tubo de aço aquecido, tal que a concentração total de NO_x possa ser determinada.

A cromatografia gasosa pode ser usada para determinar a quantidade de espécies inorgânicas (N_2 , O_2 , H_2 , CO e CO_2), ou pode ser usada para medir a quantidade de hidrocarbonetos presentes na mistura não queimada. O etanol não queimado presente no gás de escapamento emitido por um veículo, durante cada uma das fases de um ensaio dinamométrico, é retido pela água (NBR6601 apud Resolução nº. 9, do dia 04/05/94 do CONAMA). A solução aquosa resultante é analisada por cromatografia de fase gasosa que separa, identifica e quantifica o teor de etanol presente nesta solução.

Material particulado é medido por filtração dos gases de escape em filtros previamente pesados.

3.2 Ensaio em dinamômetro de bancada e suas condições

Para obtenção dos dados de emissões de poluentes foi utilizado um motor conceitual de 4 cilindros em linha e 2,4 litros de deslocamento volumétrico movido a gasolina. Este motor foi posicionado no dinamômetro de bancada do Laboratório de Motores da General Motors do Brasil em São Caetano do Sul (SP) devidamente acoplado a um sistema de arrefecimento a água e a um sistema de captação de gases de exaustão na saída do coletor de escape do motor. Este sistema foi monitorado durante a execução de todos os ensaios por instrumentos eletrônicos de precisão e os mesmos seguiram os procedimentos de teste conforme norma NBR ISO 1585.



Figura 6: Motor posicionado em dinamômetro de bancada

O sistema de arrefecimento trocador de calor tipo água-água, acoplado ao motor faz parte de uma rede de tubos de circulação ligada a uma central de água gelada que alimenta todo o Laboratório de Motores. Este sistema permite a variação da temperatura de arrefecimento do motor conforme necessário ao comando do operador. Os comandos eletrônicos do dinamômetro de bancada permitem também

variar a carga acoplada ao eixo de saída do motor bem como sua rotação. Desta forma foram captadas e medidas emissão de gases de combustão deste motor utilizando-se dos seguintes equipamentos e condições:

- Dinamômetro de Bancada Elétrico Vatech Elin EBG Elektronik Modelo APA202/U com capacidade de torque máximo de 525 Nm e rotação máxima de 10000 rpm;
- Bancada Amostradora AVL CEB II
- Analisadores:
 - HC: ABB Multi – FID 14
 - CO e CO₂: RoseMount Analytical – MLT Analyzer NDIR
 - NO_x : ECO PHYSICS – CLD 700RE
 - O₂: RoseMount PMD
- Teste de Bancada com Emissões de Gases de Escapamentos: conforme NBR ISO 1585 emitida pela ABNT em 29 de Julho de 1996.
- Motor 4 Cilindros, 2,4 litros de capacidade volumétrica e 4 válvulas por cilindro (2 de admissão e 2 de exaustão).
- Não utilizado conversor catalítico para melhor evidenciar a quantidade de gases emitidos.
- Gasolina Padrão com $25 \pm 1,0\%$ de álcool anidro.
- Motor submetido a cargas que exigiram 100% , 60 % e 30 % de seu torque.
- Para cada carga citada acima foram impostos também três regimes diferentes de rotação: 2000 rpm, 3000 rpm e 4000 rpm.
- E, finalmente para cada combinação citada acima de carga e rotação, foram impostas sete diferentes temperaturas de arrefecimento da água de saída do motor: 75° C, 80° C, 85° C, 90° C, 95° C, 100° C e 105° C.

Desta forma, foram obtidas concentrações de emissão dos seguintes gases:

CO, CO₂, O₂, HC e NO_x .

3.3 Ensaio em dinamômetro de chassis

Antes de detalhar como foi feita a obtenção de emissão de poluentes veiculares em um dinamômetro de chassis também variando-se a temperatura de arrefecimento do motor, é necessário explicar de que forma é aplicado o ciclo de testes que procura simular condições de uso quotidiano entre utilização urbana e utilização em estrada de uma maneira uniforme e normatizada pela NBR 6601 que segue o ciclo de condução FTP-75.

3.3.1 Ciclo de testes FTP-75 ou EPA-75

Todos os requisitos relativos aos testes de emissão de gases veiculares são citados na norma NBR 6601, da ABNT, A versão mais atual da norma é a de 2001. Essa norma prescreve o método de determinação de HC, CO, NO_x e CO₂ emitidos, através do duto de descarga de veículos rodoviários automotores leves, por motores ciclo Otto utilizando gasolina, etanol ou sua mistura como combustíveis.

A norma prescreve também o ciclo de teste, que é o mesmo utilizado nos EUA com o nome de FTP-75, ou EPA-75, assim como fixa as características mínimas dos equipamentos e materiais, como devem ser calibrados os equipamentos e como proceder para conduzir os testes.

O ciclo de teste chamado EPA-75 pode ser considerado representativo das condições do uso normal médio no trânsito urbano, ou seja, um regime transitório de operação do motor. Apresenta três fases distintas, chamadas de *Cold Transient*, *Cold Stabilized* e *Hot Transient*, representadas na seguinte figura:

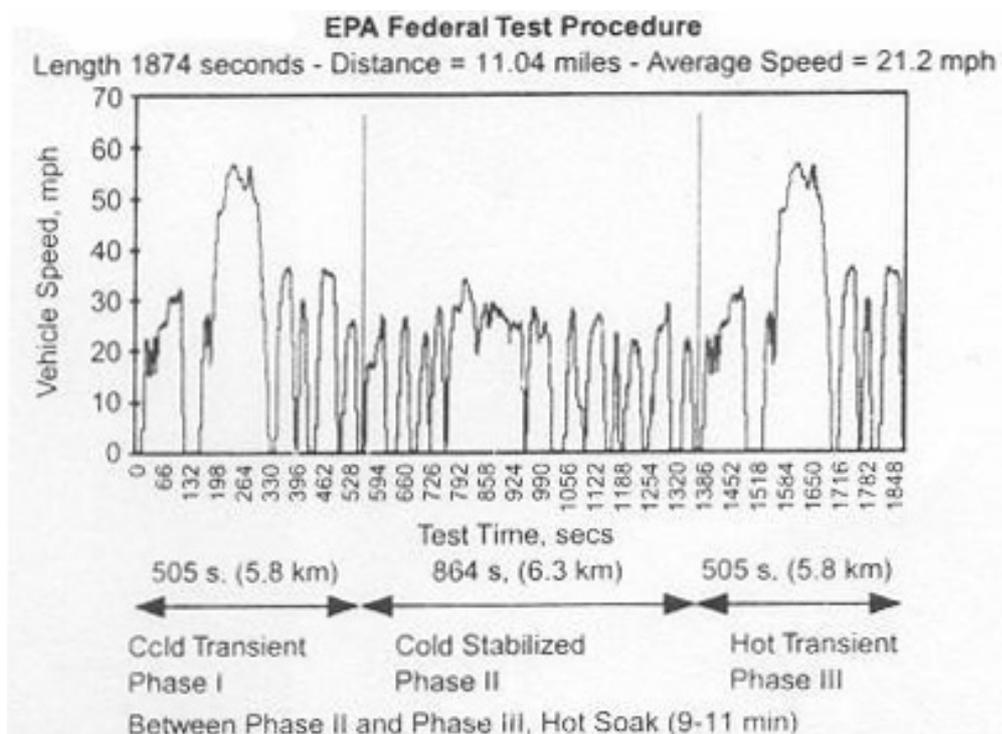


Figura 7: Ciclo de teste EPA-75.

A primeira etapa, *Cold Transient*, representa o período de aquecimento do motor, logo após a partida, e é também chamada de “warm up”. A segunda etapa é chamada de *Cold Stabilized*. Entre esta etapa e a próxima, há um período chamado “soak”, que dura 10 minutos, no qual o motor é desligado e o capô do veículo é mantido fechado. A terceira e última etapa do ciclo é chamada de *Hot Transient*, na qual o motor é ligado novamente e apresenta temperatura de funcionamento próxima da ideal, visto que o tempo de “soak” é pequeno.

3.3.2 Condições do ensaio em dinamômetro de chassi

Foi utilizado um veículo com transmissão automática de quatro velocidades da General Motors do Brasil, ano de fabricação 2004, equipado com o mesmo motor conceitual 2,4 ℓ de 4 cilindros em linha (4 válvulas por cilindro sendo 2 de admissão e 2 de exaustão) utilizado anteriormente no teste de dinamômetro de bancada. O veículo apresentava 5700 km rodados no início dos testes e peso de 1474 kg.

Os testes foram feitos no Laboratório de Emissões Veiculares no Campo de Provas da Cruz Alta da GMB, em Indaiatuba – SP.

Os equipamentos utilizados foram:

- Dinamômetro de Chassis Burke E. Porter Elétrico com Rolo Simples de 48” 2163-11 CPLE:0561;
- Câmara selada Horiba CPLE 0168
- Analisadores Horiba:
 - HC: FIA-23A CPLA: 0045
 - CO: AIA-23AS CPLA: 0043
 - NO_x : CLA-22A CPLE: 0047
 - CO₂: AIA-23 CPLE: 0041
- Análise de aldeídos: Cromatógrafo Milton Roy 3100 CPLE: 0175
- Coleta de aldeídos: CPLE: 0242
- Amostrador Horiba 254904-8 – CPLE: 0561;

Normas utilizadas:

- Emissão de gases de escapamento: NBR 6601
- Consumo de combustível: NBR 7024
- Emissão de CO em marcha lenta: NBR 10972

Para obtenção dos dados de emissão de poluentes veiculares emitidos pelo motor do veículo em diferentes condições de temperatura de seu arrefecimento, foram utilizadas 3 diferentes válvulas termostáticas, cada uma controlando o sistema de arrefecimento do motor em temperaturas diferentes. Este componente do sistema de arrefecimento do motor controla a circulação do líquido refrigerante impedindo a sua circulação até que o motor atinja a sua temperatura de funcionamento, e por outro lado, libera a circulação deste mesmo líquido quando a temperatura do motor tende a ultrapassar seu limite de correto funcionamento. Por exemplo, uma válvula termostática construída para controlar a temperatura de funcionamento de um motor entre 82°C e 97° C, impedirá a circulação do líquido refrigerante até que este atinja 97° C. Neste momento a válvula passa a permitir a circulação do líquido, até que o motor resfrie a uma temperatura de 82° C quando novamente a válvula passa a

impedir a circulação do líquido refrigerante do motor como pode ser observado nas figuras 8 e 9 a seguir:

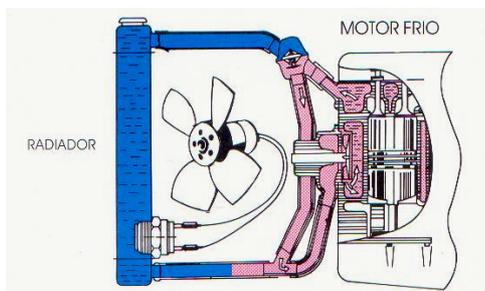


Fig. 8: Circulação da água “motor frio”

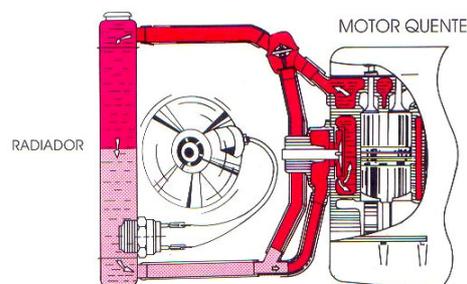


Fig. 9: Circulação da água “motor quente”

Foram utilizadas para a execução dos testes de emissão veicular 3 diferentes válvulas de temperatura de trabalho :

- Válvula Termostática “A”: abertura gradativa entre 82° C e 97° C;
- Válvula Termostática “B”: abertura gradativa entre 87° C a 102° C;
- Válvula Termostática “C”: abertura gradativa entre 92° C a 107° C;

Para cada utilização de válvula termostática foram efetuados 3 baterias de testes de emissão veicular utilizando-se de gasolina padrão de emissão com $25 \pm 1\%$ de álcool carburante (GPE). E todas as baterias de testes foram realizadas conforme norma de emissão de gases de escapamento NBR 6601.

Importante ressaltar que neste caso os testes foram efetuados com o veículo equipado com catalisador, porém para efeito de procurarmos estabelecer uma correspondência entre resultados de testes obtidos em dinamômetro de bancada e dinamômetro de chassi, foram considerados somente os resultados de testes com a captação dos gases antes do catalisador.

4 RESULTADOS OBTIDOS NOS ENSAIOS

4.1 Resultados obtidos nos ensaios em dinamômetro de bancada

Conforme descrito no capítulo anterior, foram realizados ensaios no motor conceitual para obtenção das concentrações de gases poluentes de escapamento em dinamômetro de bancada, de acordo com a norma NBR ISO 1585.

O motor conceitual possui as seguintes características:

- Cilindrada total: 2,4 ℓ
- Combustível utilizado: gasolina C
- 4 cilindros em linha com 4 válvulas por cilindro (2 de admissão e 2 de exaustão)
- Potencia nominal máxima: 108 kW @ 5200 rpm
- Momento de força nominal máximo: 226 Nm @ 4000 rpm

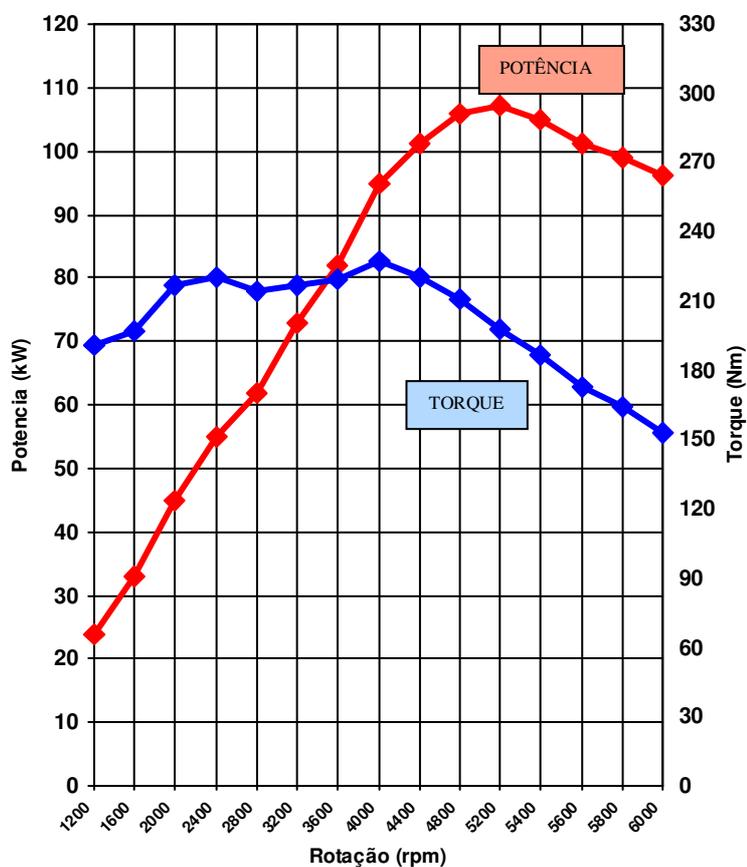


Figura 10: Curvas de torque e potencia do motor 2,4 ℓ conceitual conforme NBR ISO 1585

Os ensaios em questão envolveram as seguintes condições de funcionamento:

100% , 60% e 30% de carga nas rotações de 2000, 3000 e 4000 rpm. Para cada combinação de carga e rotação, as concentrações de gases produzidas foram medidas em sete diferentes temperaturas da água de arrefecimento na saída do motor (75° C, 80° C, 85° C, 90° C, 95° C, 100° C e 105° C), totalizando 63 medições.

Os resultados destes ensaios são mostrados nas tabelas II, III e IV a seguir, onde a coluna de temperatura de água de saída foi destacada. Outras informações relevantes sobre o desempenho do motor, tais como potências e consumos específicos também compõem estas tabelas:

Carga	Rotação	T° Agua	T° Agua	CO	CO2	NOX	HC	O2	Consumo	Consumo	Fator de	Potência	Torque	T°	T°	T° ar	Abertura	Posição
	Motor	Saída	Entrada	Sem	Sem	Sem	Sem	Sem	Combustível	Específico	correção p/	corrigida p/	corrigido p/	escape	óleo	admiss.	da	do
				Catálise	Catálise	Catálise	Catálise	Catálise		Combustível	nível do mar	nível do mar	nível do mar				Borboleta	Pedal
% N.m	rpm	°C	°C	ppm	%	ppm	ppm	%	kg/h	g/kWh		kW	Nm	°C	°C	°C	%	%
100%	2000	75,7	65,4	16800	13,63	1638,43	1076,39	0,17	18,12	412	1,085	47,4	225,9	676,7	89,8	28	99,63	100
	3000	76,4	66,2	15600	13,82	2237,12	796,78	0,18	25,54	410	1,085	66,7	212,3	710,4	94,1	28	99,61	100
	4000	76,8	66,7	13100	13,94	1973,57	1014,18	0,24	36,77	421	1,086	94,8	226,5	797,6	104,7	27,96	99,62	100
	2000	80,2	70,4	17900	13,54	1510,15	967,18	0,18	18,03	414	1,085	47,3	226,2	674,8	90,1	27,86	99,59	100
	3000	80,7	71	16100	13,78	2106,73	728,47	0,17	25,47	409	1,086	66,5	212,1	702,3	94,7	28	99,61	100
	4000	80,5	70,8	13900	13,98	1795,84	939,27	0,25	36,68	421	1,085	94,7	226,4	791,6	105,8	28	99,6	100
	2000	85,3	75,4	19200	13,89	1411,92	879,02	0,14	17,81	408	1,085	47,4	226,3	673,1	90,2	26,57	99,62	100
	3000	85,6	76,8	16700	14,02	1943,47	662,81	0,16	25,08	408	1,085	66,7	212,2	708,1	93,9	27	99,6	100
	4000	85	76,5	14400	14,13	1661,66	843,33	0,23	36,54	420	1,086	94,6	225,9	786,6	106,3	27	99,62	100
	2000	90,2	80,3	18300	14	1463,45	798,17	0,17	17,51	405	1,094	47,3	225,9	670,9	87,3	27,75	99,6	100
	3000	90	81	18800	13,9	1789,17	612,31	0,2	24,97	408	1,094	66,9	213	721,7	101,5	28,5	99,6	100
	4000	89,9	81,4	15900	14,06	1959,71	757,73	0,23	36,42	419	1,093	95	226,8	789,2	107,4	27,75	99,61	100
	2000	94,8	84,8	19600	13,81	1148,98	803,23	0,15	17,69	410	1,092	47,1	225	669,3	92,2	29,25	99,6	100
	3000	95	86,8	22300	13,82	1523,1	559,02	0,16	24,97	410	1,095	66,7	212,3	623,6	101,1	29,89	99,59	100
	4000	95	86,9	17300	14,12	2011,32	574,25	0,18	36,07	416	1,095	95	226,7	763,6	111,2	29,54	99,61	100
	2000	98,7	89,7	20400	13,82	1175,21	570,12	0,17	17,52	407	1,096	47,1	224,9	659,3	94	30	99,63	100
	3000	100,1	91,5	21700	13,81	1468,66	366,81	0,18	24,74	409	1,096	66,3	211,1	694,5	106,8	30,07	99,61	100
	4000	99,9	91,2	16900	14,07	1901,08	461,01	0,2	35,91	415	1,097	94,9	226,6	758,6	117,7	30,28	99,63	100
	2000	104,8	95	29000	13,43	845,48	484,69	0,17	17,78	415	1,099	47,1	224,8	672,9	104,2	30	99,59	100
	3000	105,1	97,3	24700	13,68	1338,58	287,51	0,18	24,86	411	1,099	66,4	211,3	699,7	103,4	30	99,6	100
	4000	105	96,2	18800	14,03	1808	330,15	0,2	35,76	415	1,101	94,9	226,7	768,2	121,1	31,5	99,62	100

Tabela II: Resultados dos ensaios em dinamômetro de bancada para condição de 100 % de carga

Carga	Rotação	T° Agua	T° Agua	CO	CO2	NOX	HC	O2	Consumo	Consumo	Fator de	Potência	Torque	T°	T°	T° ar	Abertura	Posição
	Motor	Saída	Entrada	Sem	Sem	Sem	Sem	Sem	Combustível	Específico	correção p/	corrigida p/	corrigido p/	escape	óleo	admiss.	da	do
				Catálise	Catálise	Catálise	Catálise	Catálise		Combustível	nível do mar	nível do mar	nível do mar				Borboleta	Pedal
% N.m	rpm	°C	°C	ppm	%	ppm	ppm	%	kg/h	g/kWh		kW	Nm	°C	°C	°C	%	%
60%	2000	76,1	66	3600	14,61	2343,04	218,49	0,39	10,97	415	1,086	28,4	135,6	603,8	85,7	28	17,67	25,83
	3000	75,7	65,6	3500	14,59	2734,52	211,71	0,38	16,19	427	1,085	40	128,4	657,4	92,9	27,75	22,12	31,32
	4000	76,3	66,1	2700	14,64	2674,37	163,92	0,45	23,48	440	1,086	56,8	135,5	718,7	103,9	27,75	27,2	35,38
	2000	81,2	71	3500	14,6	2416,08	187,98	0,38	11,02	413	1,085	28,5	135,9	607,4	86,1	27,75	17,63	25,77
	3000	80,7	70,1	3400	14,61	2686,75	199,45	0,39	16,36	427	1,086	40,2	128,3	660,7	93,6	27,75	22,14	31,14
	4000	80,3	70,6	2600	14,63	2757,68	157,87	0,46	23,17	441	1,086	56,6	135,4	723,8	104,2	27	27,1	35,17
	2000	85,1	75,9	3600	14,68	2574,55	171,25	0,37	10,84	414	1,085	28,4	135,7	608,6	86,8	26,86	17,75	25,83
	3000	85	77,4	3400	14,68	2998,13	180,08	0,38	16	429	1,086	40,4	128,8	669,6	94,3	26,25	22,21	31,25
	4000	85	77,2	2600	14,66	2813,79	143,11	0,47	22,96	440	1,086	56,7	135,3	736,8	106,1	27	27,03	35
	2000	89,9	81,8	3600	14,67	2535,42	161,06	0,39	10,82	415	1,085	28,3	134,9	608,6	87,5	25,5	17,78	26,25
	3000	90	82,9	3400	14,69	2720,03	152,06	0,35	16,01	428	1,086	40,6	129,1	673,4	94,5	25,5	22,3	31,87
	4000	90,2	83	2600	14,67	3522,5	134,17	0,41	23,04	441	1,085	56,7	135,5	740,7	103,6	26,25	27,2	36,04
	2000	94,9	85,9	3500	14,77	2492,32	147,78	0,41	10,55	410	1,099	28,3	135	609,8	95,1	30	17,59	25,62
	3000	94,7	87,7	3500	14,77	2878,24	147,91	0,4	15,56	430	1,1	39,8	126,8	659,1	95,5	30	22,03	31,04
	4000	95	87,4	2700	14,75	3377,97	132,21	0,47	22,69	436	1,101	57,4	136,9	736	110,9	31,12	27,16	35,21
	2000	99,8	91,3	3700	14,75	2521,84	143,87	0,4	10,43	411	1,102	27,9	133,4	621,6	94	30,68	17,32	25,62
	3000	99,6	92	3600	14,76	2845,34	140,25	0,38	15,45	426	1,102	40	127,2	684,1	98,8	30	21,9	31,04
	4000	100	92,1	2700	14,75	2756,84	119,92	0,48	22,69	438	1,101	57,1	136,3	761,3	116,6	31,5	27,19	35,63
	2000	104,7	96	3700	14,73	2510,11	134,01	0,42	10,78	410	1,099	28,6	136,5	629,1	99,3	30	17,94	26,04
	3000	105,2	97,6	3700	14,74	2856,89	131,06	0,41	16,11	424	1,102	40	127,3	694,9	110,6	30,48	21,9	31,04
	4000	105	97,3	2700	14,72	3430,24	136,46	0,49	22,87	437	1,1	57,2	136,5	760,9	118,1	31,5	27,25	35,63

Tabela III: Resultados dos ensaios em dinamômetro de bancada para condição de 60 % de carga

Carga	Rotação	T° Agua	T° Agua	CO	CO2	NOX	HC	O2	Consumo	Consumo	Fator de	Potência	Torque	T°	T°	T° ar	Abertura	Posição
	Motor	Saída	Entrada	Sem	Sem	Sem	Sem	Sem	Combustível	Específico	correção p/	corrigida p/	corrigido p/	escape	óleo	admiss.	da	do
				Catalise	Catalise	Catalise	Catalise	Catalise		Combustível	nível do mar	nível do mar	nível do mar				Borboleta	Pedal
% N.m	rpm	°C	°C	ppm	%	ppm	ppm	%	kg/h	g/kWh		kW	Nm	°C	°C	°C	%	%
30%	2000	75,2	66,1	4200	14,63	2512,57	192,24	0,42	6,83	516	1,086	14,2	67,7	535,3	83,9	27,75	10,93	15,81
	3000	76,4	66,3	3500	14,71	2913,86	169,87	0,4	10,67	545	1,085	20,1	64,1	612,6	91,8	27,75	14,97	19,42
	4000	75,9	65,8	3000	14,66	2904,18	133,63	0,48	14,72	547	1,086	28,5	68,3	687,4	100,9	28	19,46	21,04
	2000	80,5	71,7	4300	14,68	2457,87	186,32	0,41	6,77	517	1,085	14,3	67,9	536,6	84,2	27,75	10,9	15,77
	3000	80,1	72,3	3700	14,74	2819,15	161,39	0,41	10,18	546	1,086	20,2	63,8	613,4	92,1	27	15,01	19,49
	4000	80,8	70,9	3200	14,69	2815,13	127,47	0,49	14,68	547	1,086	28,5	68,2	689,7	101,8	27,75	19,35	21,04
	2000	84,5	77,3	4100	14,59	2334,58	179,84	0,42	6,61	515	1,089	14,4	68,6	539,6	85,5	27,75	10,82	15,95
	3000	85,1	78,7	3500	14,64	2714,08	153,99	0,39	9,89	545	1,09	19,8	63	610,7	92,7	27	14,98	19,58
	4000	85	78,6	3000	14,6	2707,21	119,68	0,48	14,32	545	1,09	28,6	68,4	691,2	104,7	27	19,54	21,67
	2000	89,7	82,5	4000	14,62	2328,84	165,36	0,4	6,66	513	1,085	14,1	67,2	552,4	91,7	27	10,92	15,63
	3000	90,1	84,5	3400	14,66	2623,5	144,51	0,39	10,04	538	1,086	20,3	64,5	607,2	92,6	26,63	15,15	19,37
	4000	90,2	84,5	3000	14,62	2626,97	113,47	0,48	14,29	551	1,086	28,2	67,3	687,6	100,9	25,5	19,42	21,04
	2000	94,7	87,8	4100	14,65	2202,63	151,57	0,4	6,54	512	1,094	14	66,7	557,8	92	28,5	10,98	15,63
	3000	95	89,4	3500	14,68	2607,74	136,67	0,4	9,88	542	1,095	20	63,6	605	94,6	27,75	14,92	19,37
	4000	95	89,2	3100	14,65	2579,37	104,25	0,48	14,17	546	1,095	28,4	67,8	686,8	106,4	27	19,33	21,04
	2000	99,6	92,3	4000	14,66	1522,45	155,15	0,43	6,52	511	1,095	14	66,8	545,6	95,2	29,25	10,79	15,63
	3000	100	94,3	3500	14,7	1947,61	135,95	0,39	9,9	534	1,094	20,3	64,5	605,9	96,8	27,75	15,03	19,37
	4000	100,2	95	3000	14,65	2058,45	103,34	0,5	14,15	546	1,094	28,4	67,7	678,1	104,2	27,75	19,43	21,04
	2000	104,5	98,6	4100	14,65	1783,76	152,51	0,42	6,52	510	1,093	14	66,8	555,9	92,7	29,25	11,06	15,63
	3000	104,6	99,2	3500	14,7	1748,82	135,04	0,4	9,82	534	1,095	20,1	64,1	603,5	97,3	28,03	14,96	19,37
	4000	105	99,3	3100	14,63	1666,76	95,59	0,54	14,08	539	1,095	28,6	68,3	693	113,1	27,75	19,34	21,04

Tabela IV: Resultados dos ensaios em dinamômetro de bancada para condição de 30 % de carga

4.2 Resultados obtidos nos ensaios em dinamômetro de chassis

O mesmo motor ensaiado no dinamômetro de bancada foi instalado em um veículo conceitual que, por sua vez foi levado para o Laboratório de Emissões Veiculares da GMB, em Indaiatuba (SP), onde foram realizados os ensaios em dinamômetro de chassis conforme norma NBR 6601, da ABNT (ciclo de condução FTP-75).

Ensaio completos, sempre com 3 repetições, foram efetuados variando a temperatura de arrefecimento do motor com a troca de sua válvula termostática e na seguinte seqüência:

- Válvula Termostática “A”: abertura gradativa entre 82° C a 97° C;
- Válvula Termostática “B”: abertura gradativa entre 87° C a 102° C;
- Válvula Termostática “C”: abertura gradativa entre 92° C a 107° C;

As medições de rotação do motor, de consumo de combustível e de produção de gases de escapamento (CO, HC e NO_x) realizadas a cada segundo do ciclo FTP-75, são mostradas simultaneamente para as três repetições nos gráficos numerados de 1 a 15 a seguir. Para permitir a comparação destes resultados com os obtidos nos ensaios de bancada, proposta como objeto deste trabalho para dar melhores argumentos para a escolha da válvula termostática a ser utilizada, as medições de emissão foram efetuadas com a sonda para coleta dos gases montada antes do conversor catalítico conforme figura 11:

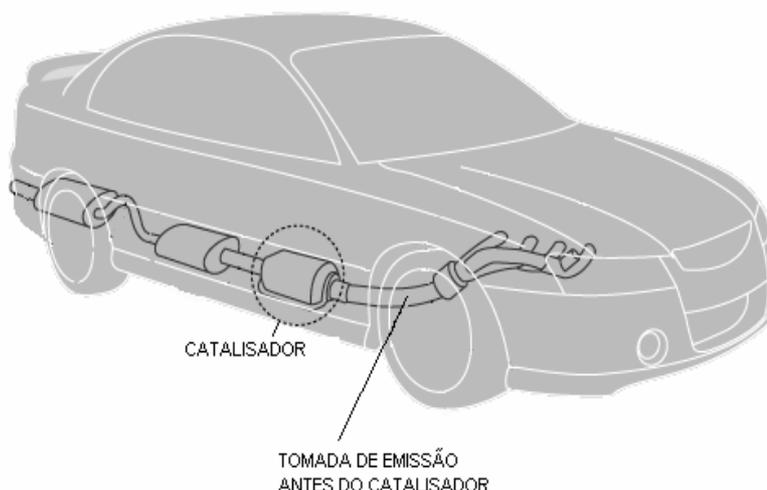


Figura 11: Posição da sonda para tomada de emissão antes do catalisador

ROTAÇÃO DO MOTOR - VÁLVULA 82 97 - FTP75 CICLO COMPLETO (3 TESTES)

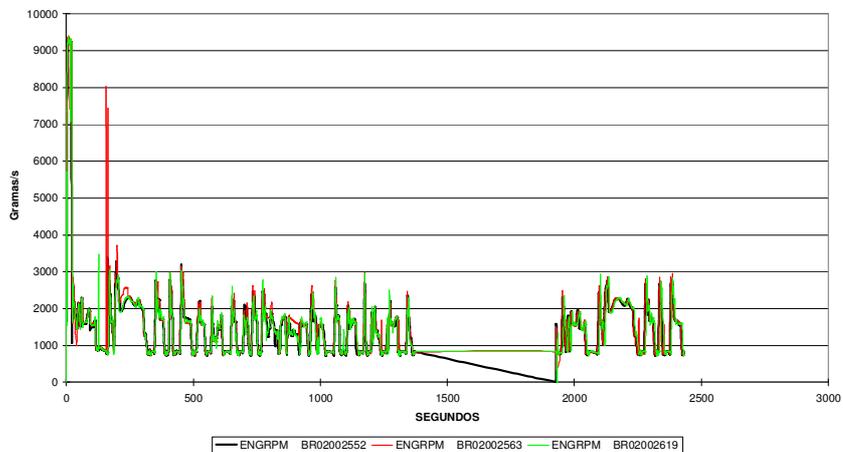


Gráfico 1: Rotação do motor x tempo (válvula "A")

ROTAÇÃO DO MOTOR - VÁLVULA 87 102 - FTP75 CICLO COMPLETO (3 TESTES)

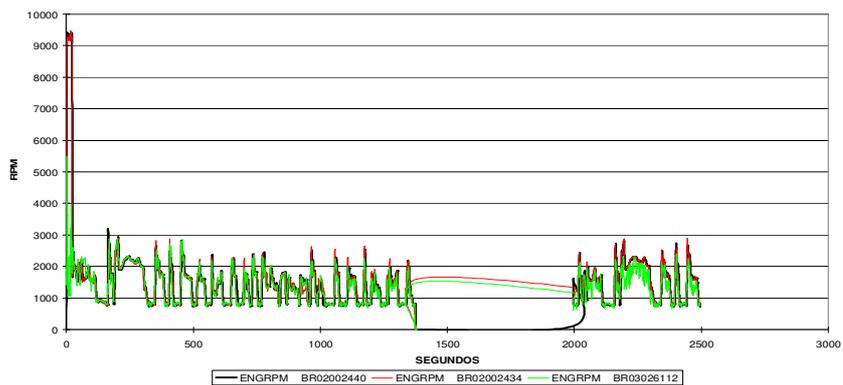


Gráfico 2: Rotação do motor x tempo (válvula "B")

ROTAÇÃO DO MOTOR - VÁLVULA 92 107 - FTP75 CICLO COMPLETO (3 TESTES)

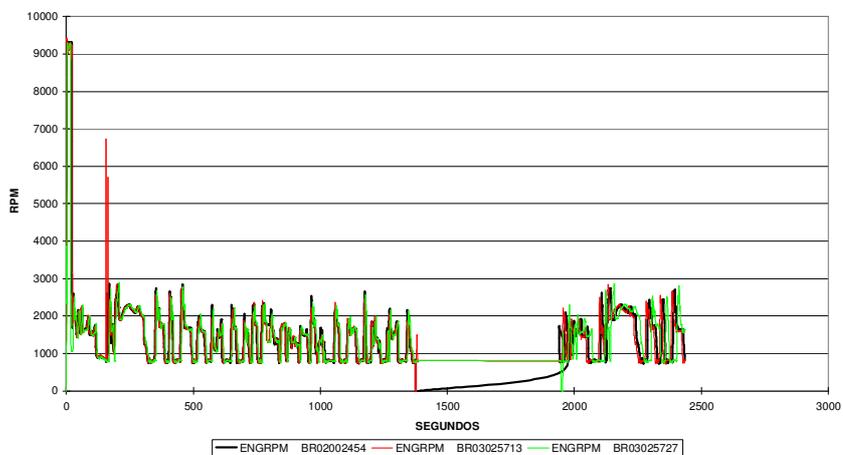


Gráfico 3: Rotação do motor x tempo (válvula "C")

CONSUMO DE COMBUSTÍVEL - VÁLVULA 82 97 - FTP75 CICLO COMPLETO (3 TESTES)

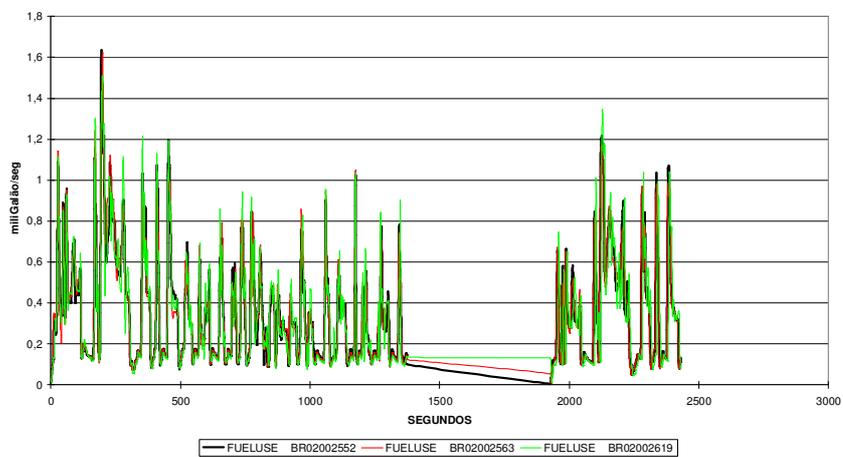


Gráfico 4: Consumo de combustível x tempo (válvula "A")

CONSUMO DE COMBUSTÍVEL - VÁLVULA 87 102 - FTP75 CICLO COMPLETO (3 TESTES)

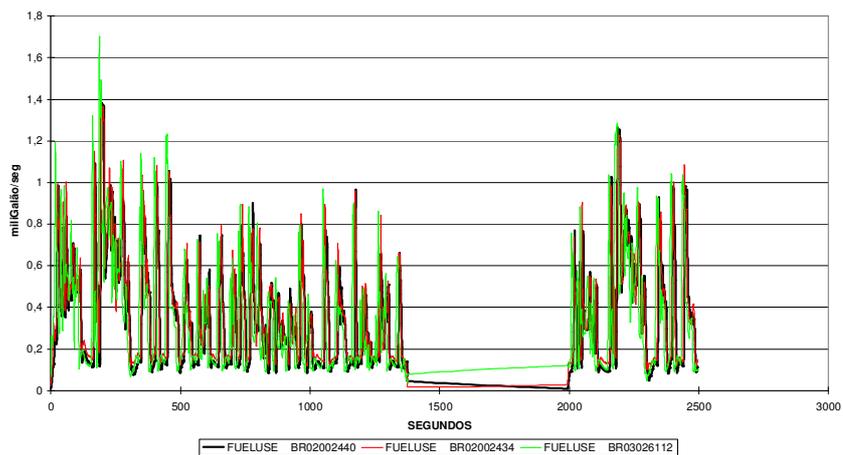


Gráfico 5: Consumo de combustível x tempo (válvula "B")

CONSUMO DE COMBUSTÍVEL - VÁLVULA 92 107 - FTP75 CICLO COMPLETO (3TESTES)

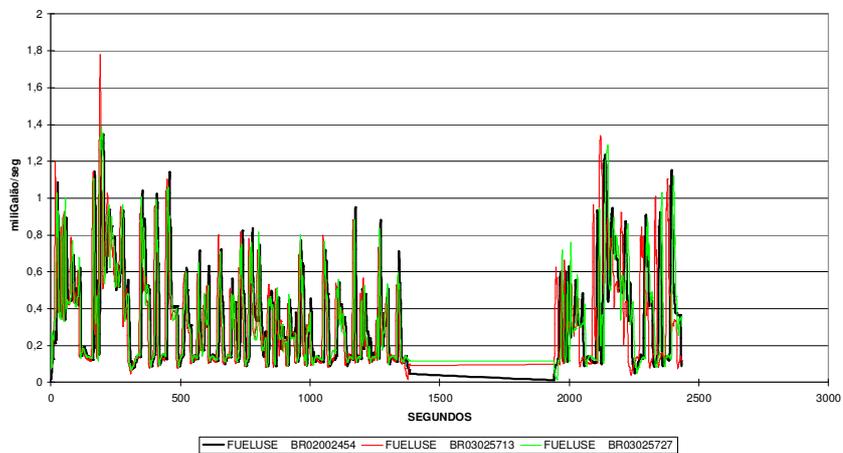


Gráfico 6: Consumo de combustível x tempo (válvula "C")

EMISSIONES DE "CO" - VÁLVULA 82 97 - FTP75 CICLO COMPLETO (3 TESTES)

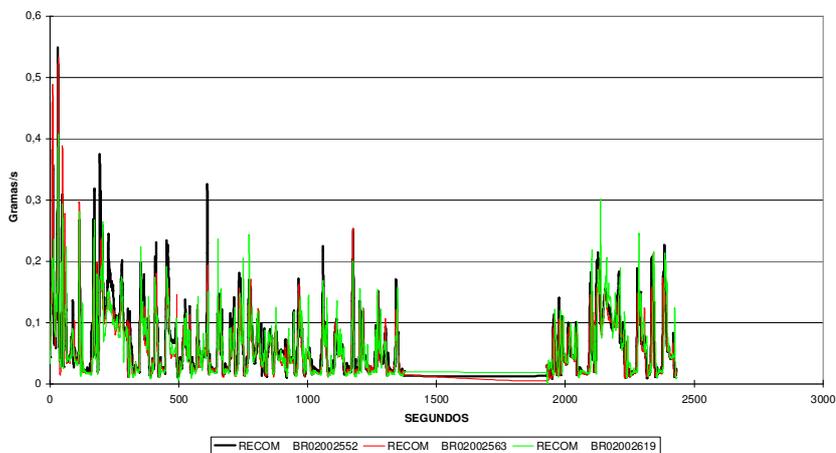


Gráfico 7: Emissão de CO x tempo (válvula "A")

EMISSIONES DE "CO" - VÁLVULA 87 102 - FTP75 CICLO COMPLETO (3TESTES)

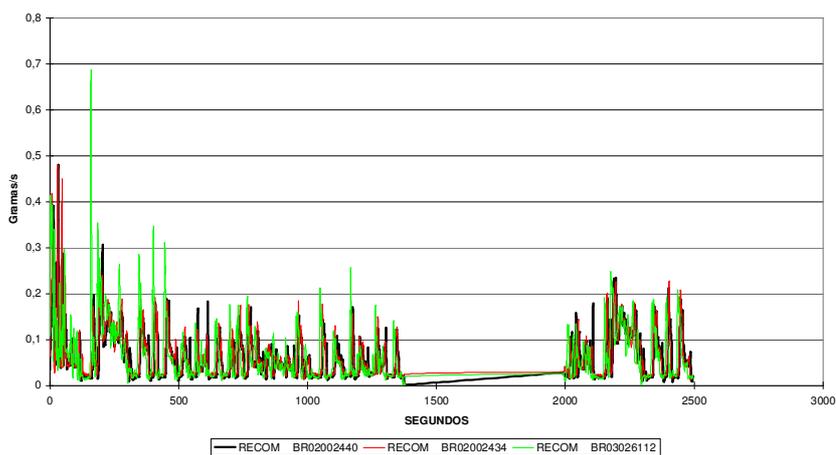


Gráfico 8: Emissão de CO x tempo (válvula "B")

EMISSIONES DE "CO" - VÁLVULA 92 107 - FTP75 CICLO COMPLETO (3 TESTES)

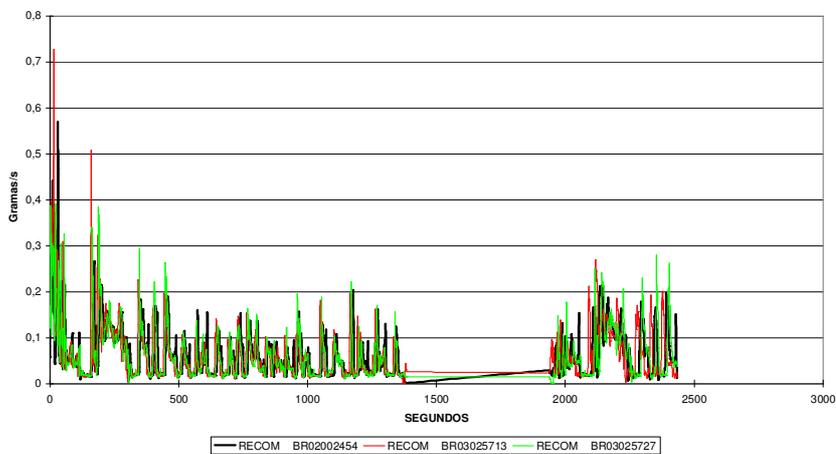


Gráfico 9: Emissão de CO x tempo (válvula "C")

EMISSÕES DE "HC" - VÁLVULA 82 97 - FTP75 CICLO COMPLETO (3 TESTES)

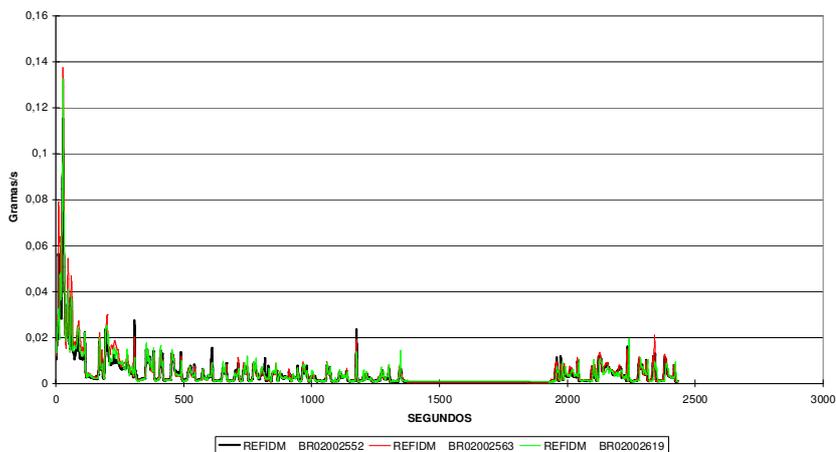


Gráfico 10: Emissão de HC x tempo (válvula "A")

EMISSÕES DE "HC" - VÁLVULA 87 102 - FTP75 CICLO COMPLETO (3 TESTES)

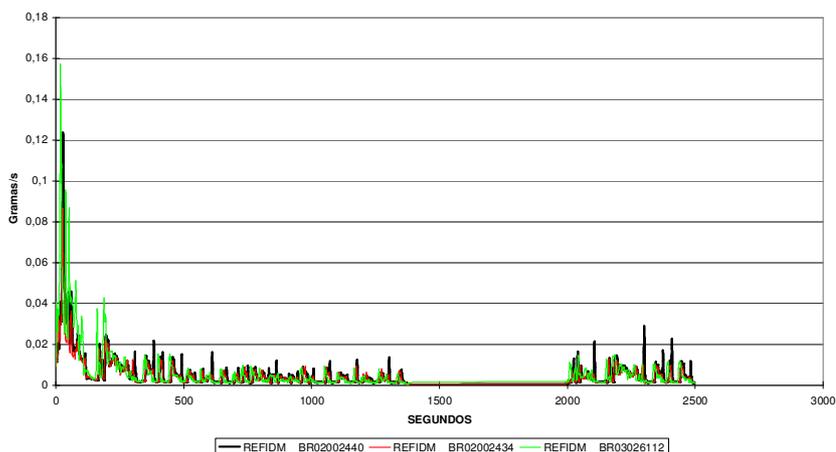


Gráfico 11: Emissão de HC x tempo (válvula "B")

EMISSÕES DE "HC" - VÁLVULA 92 107 - FTP75 CICLO COMPLETO

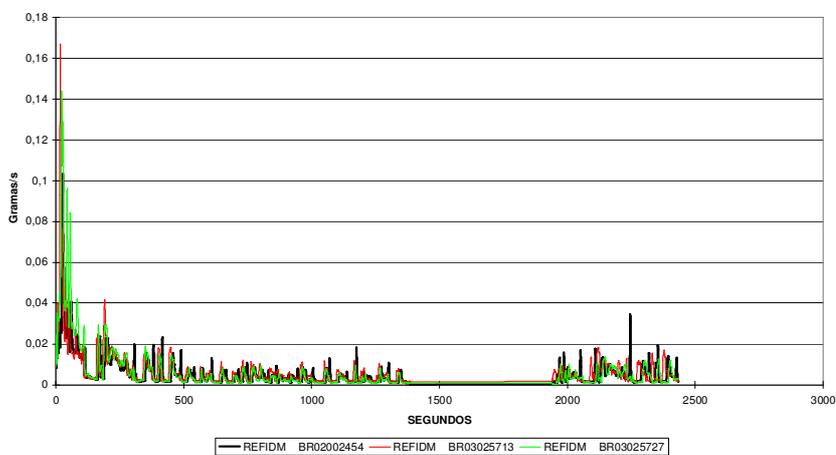
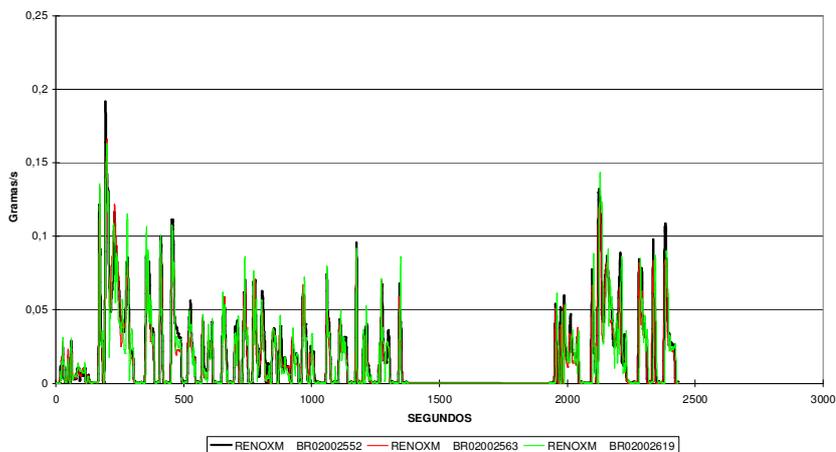
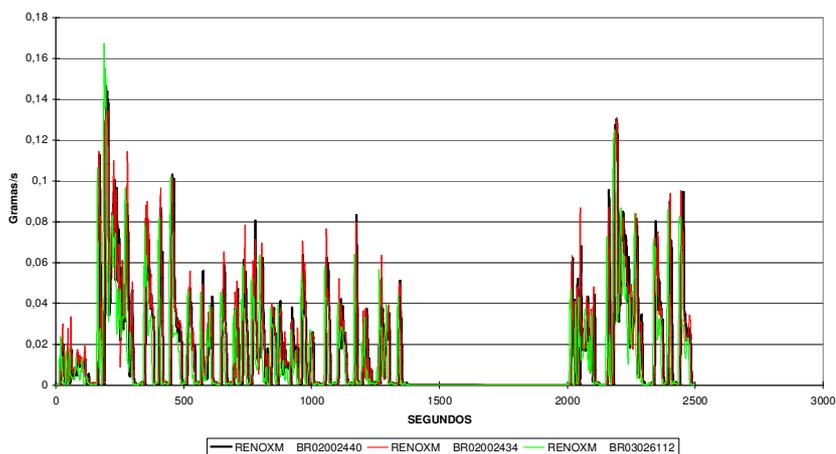


Gráfico 12: Emissão de HC x tempo (válvula "C")

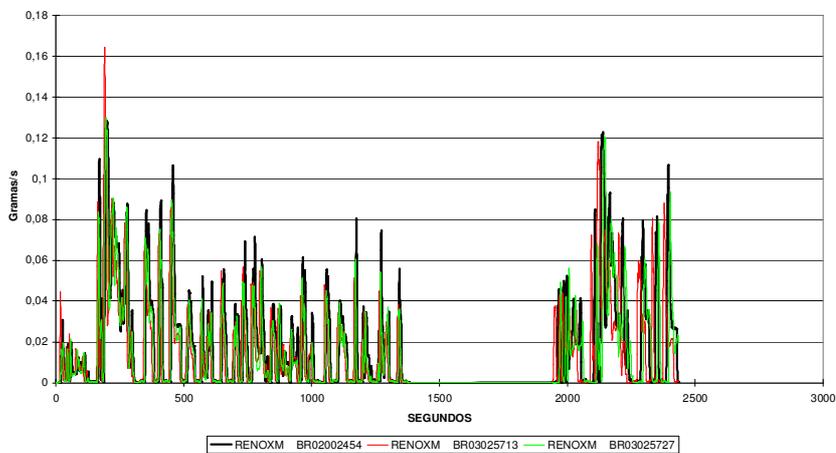
EMISSIONES DE "NOX" - VÁLVULA 82 97 - FTP75 CICLO COMPLETO (3 TESTES)

Gráfico 13: Emissão de NO_x x tempo (válvula "A")

EMISSIONES DE "NOX" - VÁLVULA 87 102 - FTP75 CICLO COMPLETO (3 TESTES)

Gráfico 14: Emissão de NO_x x tempo (válvula "B")

EMISSIONES DE "NOX" - VÁLVULA 92 107 - FTP75 CICLO COMPLETO (3 TESTES)

Gráfico 15: Emissão de NO_x x tempo (válvula "C")

4.3 Metodologia adotada para comparação dos resultados obtidos nos ensaios em dinamômetro de bancada e de chassis

A metodologia adotada para o estabelecimento de correspondência entre os resultados obtidos nos ensaios usando dinamômetro de bancada com os obtidos em dinamômetro de chassi seguiu a sucessão de etapas descrita abaixo:

- a) Para cada válvula termostática utilizada no ensaio em dinamômetro de chassis, buscou-se identificar uma faixa correspondente de temperatura de funcionamento do ensaio em dinamômetro de bancada. Por exemplo, para a válvula termostática “A”, as temperaturas da água de arrefecimento consideradas eram aquelas que se situavam entre 85°C a 95°C. O mesmo raciocínio foi aplicado para as demais válvulas termostáticas “B” e “C”.
- b) Feito isto, os dados de consumo obtidos nos ensaios de bancada, para cada faixa de temperaturas associadas às válvulas termostáticas, foram tratados de forma a gerar uma curva para cada carga imposta ao motor. Esta iniciativa foi necessária para permitir, a partir da identificação de uma condição média de funcionamento do motor (rotação e carga) no ensaio FTP-75 para um intervalo de tempo determinado (20 segundos), obter a sua condição homóloga no ensaio de bancada, ou seja, para a rotação média obtida, buscava-se nesta curva, a carga que fornece o mesmo consumo médio.
- c) As cargas atribuídas às condições médias de rotação e consumo obtidas no ciclo FTP-75 eram, então, utilizadas para contabilizar as emissões provenientes dos ensaios de bancada e de chassis para o desenvolvimento da posterior correlação. Para determinar a concentração de gases poluentes obtidos nos ensaios de bancada nas mesmas unidades do FTP-75, a vazão em massa de gás no escapamento do veículo (Mescape) era calculada multiplicando-se a vazão em massa de combustível consumida por 16, considerando o motor calibrado para funcionamento em condições bastante próximas daquela que fornecem misturas estequiométricas.

d) O cálculo de emissão de cada gás em gramas/segundo ($\dot{m}_{\text{gás}}$) para cada rotação média, referente ao teste em dinamômetro de bancada foi realizado, então, utilizando as relações contidas na norma NBR ISO 1585, ou seja :

$$\text{Para CO : } \dot{m}_{\text{CO}} = \frac{0,000966 \times ppm \times M_{\text{escape}}}{3600}$$

$$\text{Para HC : } \dot{m}_{\text{HC}} = \frac{0,000478 \times ppm \times M_{\text{escape}}}{3600}$$

$$\text{Para NO}_x \text{ : } \dot{m}_{\text{NO}_x} = \frac{0,00158 \times ppm \times M_{\text{escape}}}{3600}$$

e) Calculadas as taxas de produção de gases poluentes baseadas nos resultados dos ensaios de bancada para cada intervalo de 20 segundos, seus valores são totalizados para todo o ensaio FTP-75, multiplicados por 20. O valor em massa (gramas) assim obtido, finalmente, é comparado com o resultado do ensaio FTP-75 (g/km) multiplicado pela distância em quilômetros percorrida pelo veículo no ensaio realizado no dinamômetro de chassi.

f) A execução do item b) da metodologia adotada pressupõe a elaboração dos gráficos abaixo que mostram as curvas polinomiais de tendência para consumo em função da rotação para cada carga de funcionamento do motor com sua respectiva equação.

Como exemplo, a tabela VII de dados utilizados para gerar o gráfico 16 na faixa de temperatura entre 85°C a 95°C (válvula “A”), é mostrado a seguir. O mesmo raciocínio foi aplicado para as demais válvulas termostáticas.

RPM	CONSUMO		
	100%	60%	30%
2000	17,78	10,89	6,68
3000	25,17	16,12	10,03
4000	36,54	23,05	14,43

Tabela V: Dados de consumo x rotação de 85°C a 95°C do ensaio de bancada (exemplo)

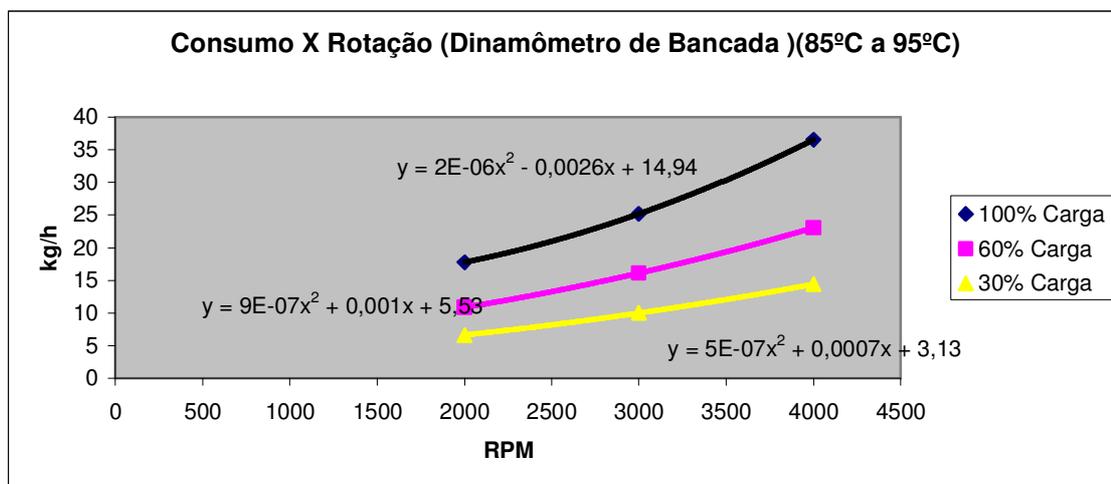


Gráfico 16: Curvas de tendência de consumo x rotação de 85°C a 95°C ensaio de bancada (exemplo)

Como no ensaio em dinamômetro de chassis conforme ciclo FTP-75 os dados são gerados de forma praticamente contínua (1,0 Hz), torna-se importante proceder uma maior discretização para que a comparação proposta seja factível e adequada.

Desta forma, para cada tabela de rotação e consumo de combustível obtida em cada fase do ciclo FTP-75 e para cada válvula termostática, foi aplicada uma discretização em blocos de 20 dados (20 segundos), obtendo-se os valores de carga procurados. Segue como exemplo, uma tabela de medição de rotações do motor referente à válvula “A” durante a fase 2 do ciclo de testes FTP-75, agrupada em um bloco de 20 segundos, bem como um exemplo de tabela de medição de consumo de combustível nas mesmas condições.

As Tabelas VI e VII são exemplos de obtenção das rotações e dos consumos médios de combustível nos intervalos de 20 segundos:

TEMPO Instantâneo Segundo	TESTE 1 RPM	TESTE 2 RPM	TESTE 3 RPM	MÉDIA 3 TESTES RPM	RPM
504,5	779	758	808	782	
505,5	723	729	792	748	
506,5	825	825	741	797	
507,5	819	818	824	820	
508,5	821	815	836	824	
509,5	816	816	836	823	MÉDIA DOS 20 seg.
510,5	817	816	839	824	
511,5	820	817	839	825	
512,5	947	879	859	895	
513,5	1008	1073	1018	1033	1261
514,5	1171	1263	1097	1177	
515,5	1438	1529	1322	1430	
516,5	1607	1694	1496	1599	
517,5	1740	1884	1614	1746	
518,5	1697	2119	1741	1852	
519,5	1635	2190	1565	1797	
520,5	1722	1704	1710	1712	
521,5	1798	1724	1821	1781	
522,5	1851	1773	1918	1847	
523,5	1926	1824	1973	1908	
524,5	2023	1875	1976	1958	
525,5	2134	1950	1936	2007	
526,5	2198	2022	1681	1967	
527,5	1776	2094	1701	1857	
528,5	1647	2159	1724	1843	
529,5	1640	1706	1786	1711	MÉDIA DOS 20 seg.
530,5	1623	1548	1799	1657	
531,5	1635	1558	1667	1620	
532,5	1624	1568	1588	1593	
533,5	1611	1577	1545	1578	1678
534,5	1586	1571	1540	1565	
535,5	1578	1575	1559	1571	
536,5	1576	1580	1626	1594	
537,5	1577	1578	1663	1606	
538,5	1574	1579	1688	1614	
539,5	1573	1571	1626	1590	
540,5	1570	1567	1528	1555	
541,5	1564	1567	1520	1550	
542,5	1560	1569	1549	1559	
543,5	1539	1566	1599	1568	

Tabela VI: Exemplo de discretização de rotação do motor para válvula “A”

TEMPO Instantâneo Segundo	TESTE 1 Consumo miligalão/s	TESTE 2 Consumo miligalão/s	TESTE 3 Consumo miligalão/s	MÉDIA 3 TESTES miligalão/s	Consumo miligalão/s	Consumo kg/h
504,5	0,135	0,135	0,124	0,131		
505,5	0,136	0,137	0,126	0,133		
506,5	0,168	0,159	0,129	0,152		
507,5	0,172	0,166	0,150	0,163		
508,5	0,174	0,171	0,158	0,168		
509,5	0,175	0,172	0,161	0,170	MÉDIA	MÉDIA
510,5	0,175	0,171	0,161	0,169	DOS	DOS
511,5	0,172	0,170	0,157	0,166	20 seg.	20 seg.
512,5	0,175	0,168	0,153	0,165		
513,5	0,193	0,194	0,175	0,187	0,301	3,073
514,5	0,221	0,246	0,202	0,223		
515,5	0,300	0,337	0,255	0,297		
516,5	0,380	0,414	0,331	0,375		
517,5	0,420	0,473	0,377	0,423		
518,5	0,444	0,534	0,401	0,460		
519,5	0,465	0,606	0,414	0,495		
520,5	0,502	0,561	0,479	0,514		
521,5	0,537	0,473	0,550	0,520		
522,5	0,559	0,456	0,608	0,541		
523,5	0,579	0,458	0,644	0,560		
524,5	0,612	0,465	0,619	0,565		
525,5	0,657	0,486	0,557	0,567		
526,5	0,694	0,520	0,507	0,574		
527,5	0,622	0,549	0,491	0,554		
528,5	0,485	0,573	0,495	0,517		
529,5	0,423	0,521	0,519	0,488	MÉDIA	MÉDIA
530,5	0,392	0,390	0,542	0,441	DOS	DOS
531,5	0,378	0,341	0,488	0,402	20 seg.	20 seg.
532,5	0,370	0,333	0,381	0,361		
533,5	0,351	0,335	0,312	0,332	0,394	4,030
534,5	0,325	0,333	0,282	0,313		
535,5	0,305	0,327	0,281	0,304		
536,5	0,298	0,327	0,317	0,314		
537,5	0,297	0,326	0,358	0,327		
538,5	0,297	0,322	0,389	0,336		
539,5	0,296	0,316	0,379	0,331		
540,5	0,295	0,307	0,301	0,301		
541,5	0,294	0,304	0,251	0,283		
542,5	0,290	0,303	0,253	0,282		
543,5	0,283	0,302	0,291	0,292		

Tabela VII: Exemplo de discretização de consumo de combustível do motor para válvula “A”

Em função do motor de teste não trabalhar em altas rotações, nem em altas cargas durante o ciclo do teste FTP-75, foram utilizados para efeito de cálculos da possível correlação, os dados da tabela de emissão em teste de bancada referentes ao regime de funcionamento do motor na condição de 30% de carga e 2000 rpm. As condições de ensaio em bancada com cargas de 60 % e 100% e rotações de 3000 rpm e 4000 rpm, não foram observadas pelo fato do motor utilizado possuir cilindrada relativamente alta (2,4 ℓ), curva de torque praticamente plana (devido à calibração do sistema de injeção visando aplicação de transmissão automática).

Portanto, as emissões médias de poluentes utilizadas foram 4100 ppm para CO, 177,17 ppm para HC e 2373,76 ppm para NO_x.

- g) As cargas atribuídas às condições médias de rotação e consumo obtidas no ciclo FTP-75 permitiram contabilizar a emissão de gases provenientes dos ensaios de bancada e de chassis e, então, compará-las.

4.4 Comparação dos resultados

Os resultados de todos os cálculos efetuados conforme a metodologia descrita no item anterior foram tabulados e são mostrados a seguir:

MOTOR			CO	HC	NOX		
2,4 litros	TESTES						
Gasolina			g	g	g		
Válvula "A" 82° a 97°C	CHASSIS	FASE 1	38,87	5,13	13,62		
		FASE 2	42,23	2,45	12,5		
		FASE 3	33,1	2,03	13,02		
		TOTAL	114,2	9,61	39,14		
	BANCADA	FASE 1	37,43	0,81	35,45		
		FASE 2	20,3	0,43	19,22		
		FASE 3	24,95	0,53	23,62		
		TOTAL	82,68	1,77	78,29		
	Válvula "B" 87° a 102°C	CHASSIS	FASE 1	39,7	5,41	12,95	
			FASE 2	42,06	2,58	12,02	
FASE 3			34,91	2,28	12,68		
TOTAL			116,67	10,27	37,65		
BANCADA		FASE 1	39,73	0,72	30,71		
		FASE 2	20,88	0,39	16,14		
		FASE 3	28,39	0,52	21,94		
		TOTAL	89	1,63	68,79		
Válvula "C" 92° a 107°C		CHASSIS	FASE 1	38,52	5,82	11,99	
			FASE 2	39,87	2,86	10,94	
	FASE 3		33,98	2,45	11,87		
	TOTAL		112,37	11,13	34,8		
	BANCADA	FASE 1	35,46	0,66	25,98		
		FASE 2	18,7	0,35	13,7		
		FASE 3	23,79	0,44	17,43		
		TOTAL	77,95	1,45	57,11		

Tabela VIII: Resultados comparativos

5. ANÁLISE DETALHADA DOS RESULTADOS OBTIDOS

5.1 Análise dos resultados obtidos nos ensaios em dinamômetro de bancada

Em função dos resultados obtidos através dos ensaios em dinamômetro de bancada conforme mostrado nas tabelas II, III e IV do capítulo anterior, obtivemos os gráficos de emissão de cada poluente em função da variação de temperatura de arrefecimento da água de saída do motor, lembrando sempre que os dados de emissão foram obtidos nestes ensaios sem a utilização de conversor catalítico para melhor evidenciarmos os resultados que são mostrados a seguir:

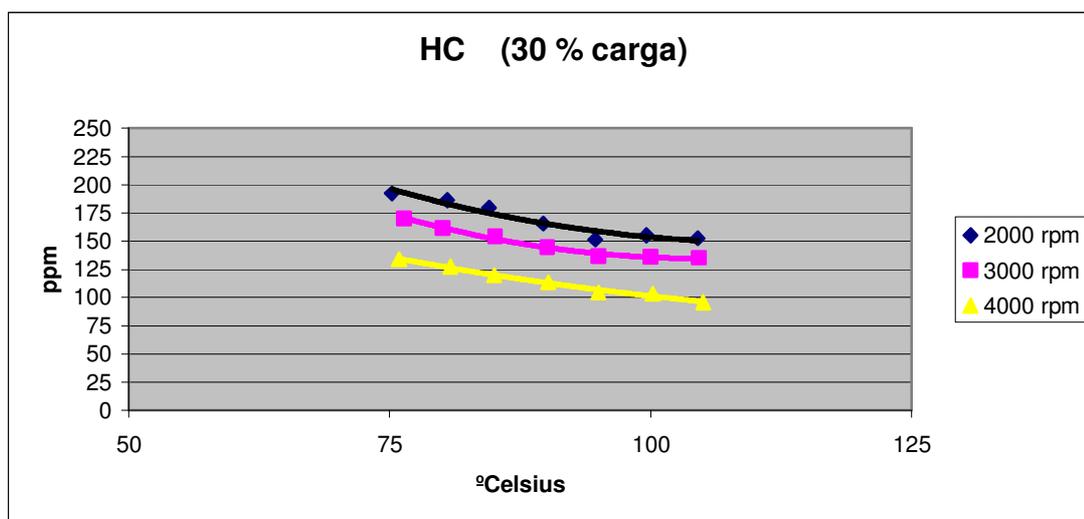


Gráfico 17: Emissão de HC em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 30% de carga

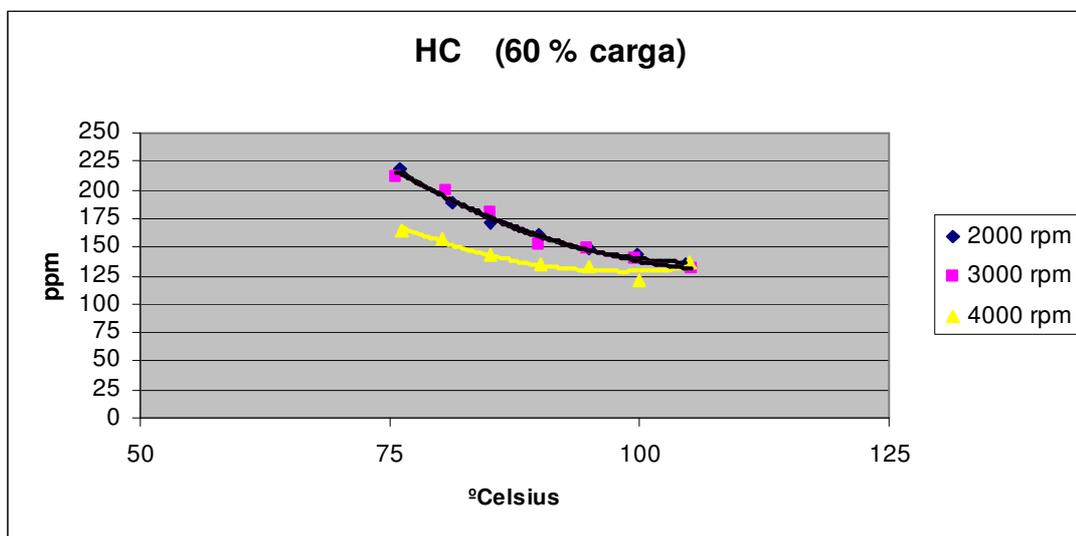


Gráfico 18: Emissão de HC em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 60% de carga

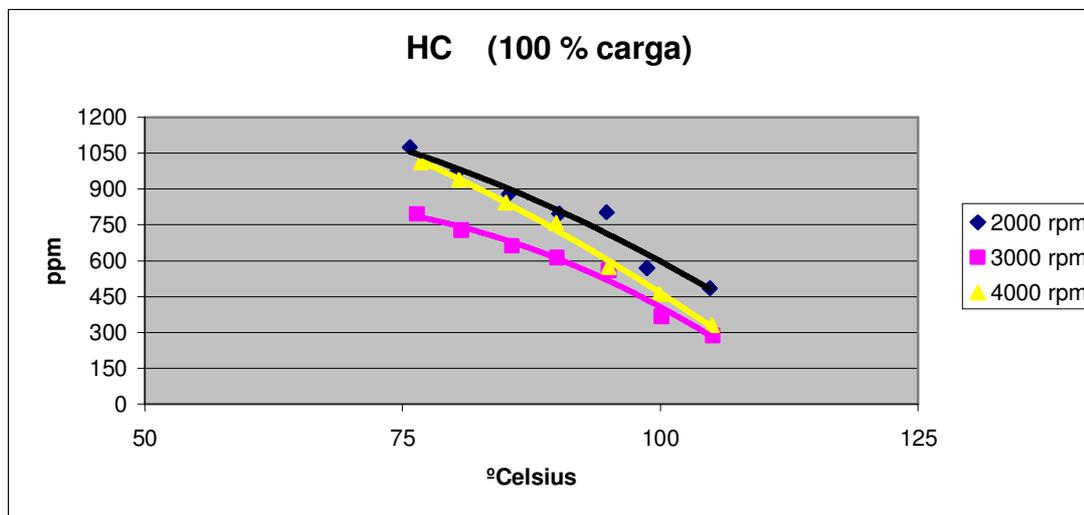


Gráfico 19: Emissão de HC em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 100% de carga

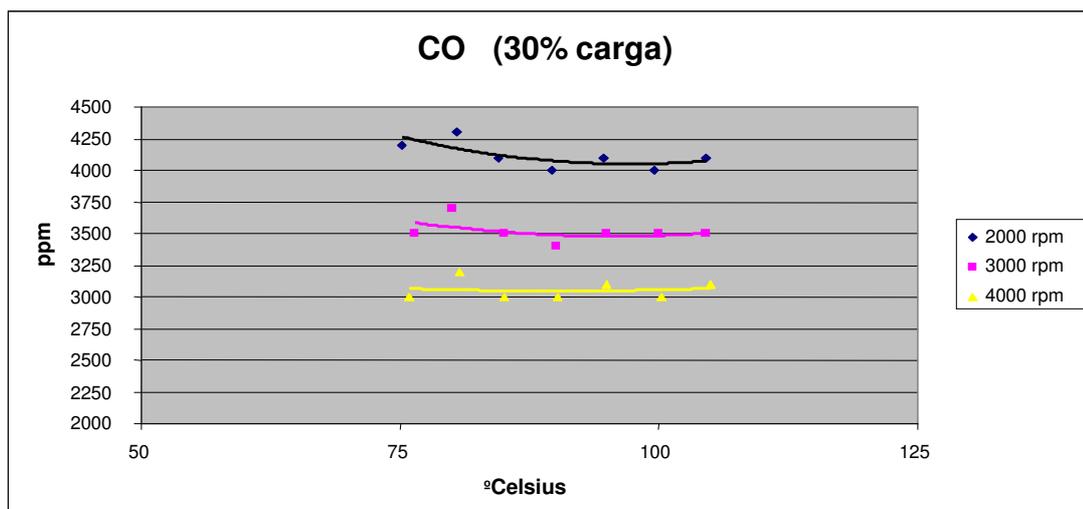


Gráfico 20: Emissão de CO em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 30% de carga

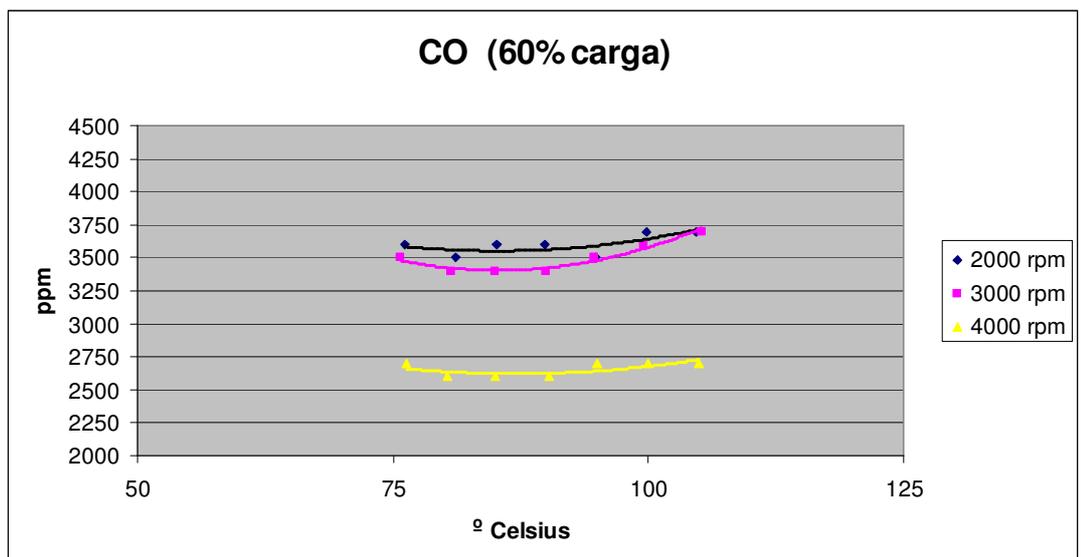


Gráfico 21: Emissão de CO em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 60% de carga

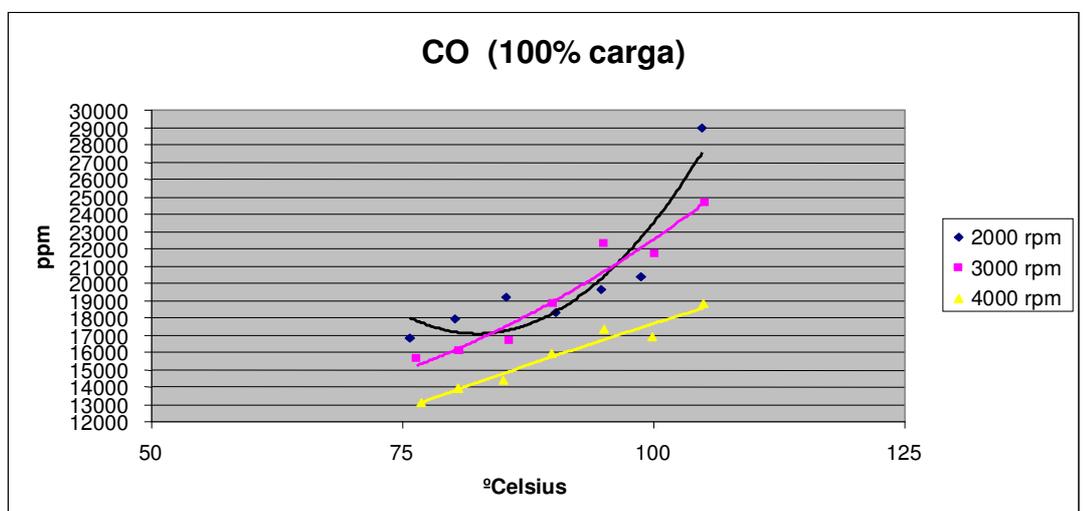
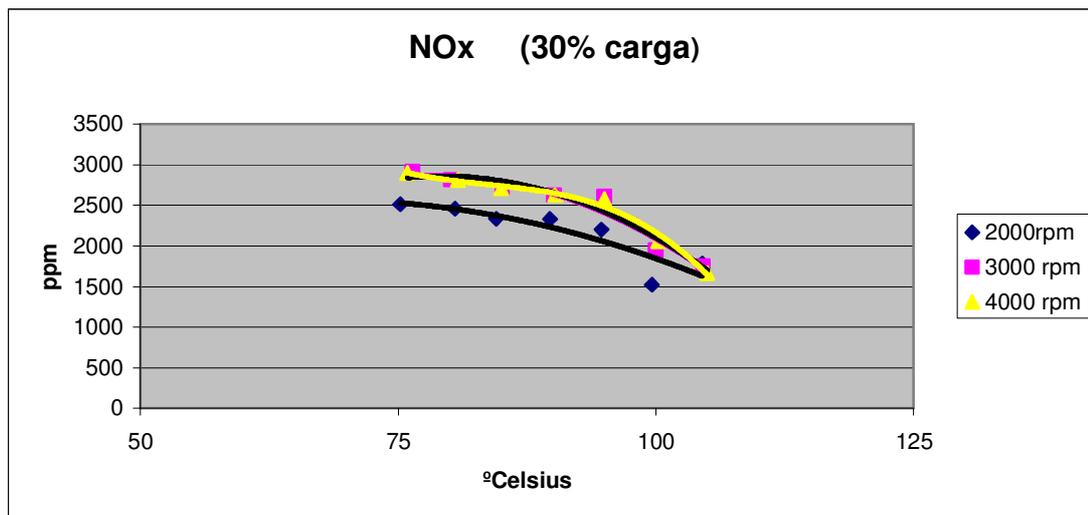
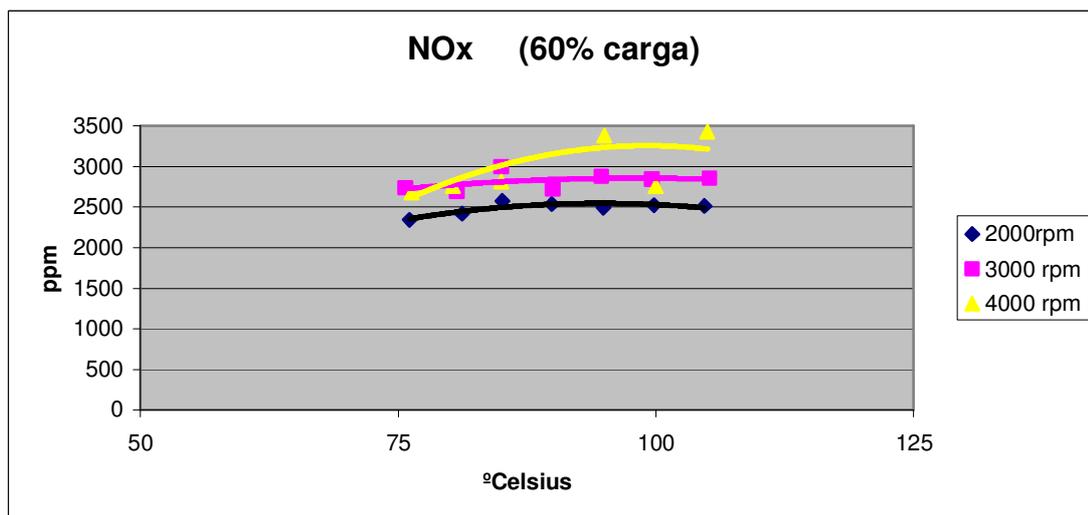
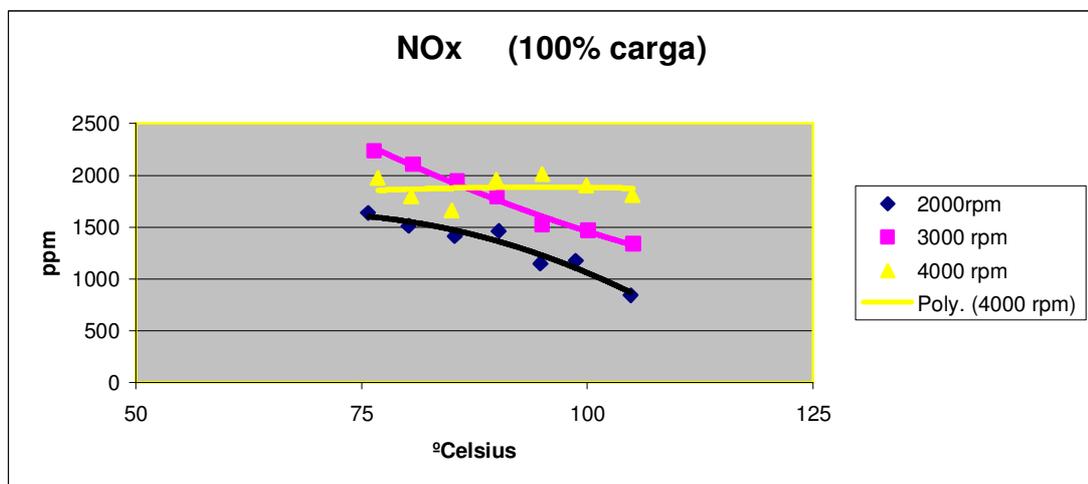


Gráfico 22: Emissão de CO em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 100% de carga

Gráfico 23: Emissão de NO_x em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 30% de cargaGráfico 24: Emissão de NO_x em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 60% de cargaGráfico 25: Emissão de NO_x em função da temperatura, para as 3 rotações do motor e 100% de carga

Os gráficos 17, 18 e 19 mostram que o aumento da temperatura da água de arrefecimento reduz as emissões de HC nas 3 condições de carga ensaiadas em todas as 3 rotações.

Isto pode ser explicado da seguinte forma:

- para uma mesma rotação e carga, na medida em que a temperatura da água de arrefecimento aumenta, a massa de ar que constitui a carga diminui em decorrência da diminuição de sua massa específica. Como o motor possui sonda de oxigênio (ϕ), o controle em malha fechada da relação ar-combustível por ela efetuada, faz com que, exceto nas temperaturas mais elevadas (acima de 100°C), o débito de combustível também se reduza. Observa-se, ainda, que a potência específica mantém-se praticamente inalterada nas condições analisadas, com conseqüente redução no consumo específico; isto se deve à maior vaporização do combustível com criação de melhores condições para o desenvolvimento da combustão da mistura ar-combustível. Para temperaturas mais elevadas, entretanto, as condições de ignição se afastam daquelas consideradas ótimas por ação do sensor de detonação do motor ensaiado.
- a redução significativa da emissão de HC com o aumento da temperatura da água de arrefecimento em cargas mais elevadas provém do fato da mistura não necessitar ser tão enriquecida como é necessário quando a carga encontra-se a baixas temperaturas; o atraso químico das reações preliminares diminui e a velocidade de propagação da frente de chama aumenta com a temperatura.
- para rotações mais baixas, a produção de HC é sempre maior pelas piores condições para que a carga se estratifique de forma conveniente; as velocidades da mistura admitida são menores e as trocas de gases estão

distantes da condição otimizada que, neste motor ocorre para rotações em torno de 4000 rpm (rotação de momento de força máximo).

- em correspondência ao exposto acima e conforme gráficos 20,21 e 22, a emissão de CO é alta em baixas rotações e aumenta com a redução da carga. O aumento da temperatura da água de arrefecimento tende a reduzir na medida em que facilita a oxidação do combustível em CO₂; isto pode ser observado para cargas baixas e médias até se ter uma condição em que a massa da mistura contida no cilindro passe a se tornar suficiente rarefeita, dificultando a ocorrência de tais reações. Em cargas elevadas, a produção de CO é também elevada pelo fato da mistura ser sempre rica nestas condições. Com o aumento da temperatura, esta produção é significativamente aumentada com a redução do rendimento volumétrico do motor.

A queda da carga efetiva do motor com o aumento da temperatura da água de arrefecimento em cargas parciais, conforme gráfico 23, reduz a taxa de liberação de calor e, conseqüentemente diminui a produção de NO_x. A manutenção da potência decorre da redução dos atrasos químicos e a maior velocidade de propagação da frente de chama.

Em cargas elevadas, com o aumento da produção de CO e excesso de combustível, as temperaturas na câmara de combustão diminuem com o aumento da temperatura da água de arrefecimento, reduzindo a produção de NO_x, conforme gráficos 24 e 25. Em temperaturas elevadas, a ação de atraso da ignição para evitar a ocorrência de detonação, diminui ainda mais a taxa de produção de NO_x.

È conveniente mencionar que o motor ensaiado também possui válvula EGR (*exhaust gas recirculation*), cuja função é reduzir a produção de NO_x com a recirculação de gases de escapamento pelo cilindro, com conseqüente aumento nas concentrações de CO.

5.2 Confronto dos resultados obtidos em ambos os ensaios

Observando os valores totalizados médios, em gramas, obtidos nos ensaios em dinamômetros de chassi e nos de bancada equivalentes, envolvendo as três válvulas termostáticas ensaiadas e mostrados na tabela VIII do capítulo anterior, verifica-se que:

- apesar das massas totais de CO produzidas no ensaio FTP-75 e as calculadas para o ensaio de bancada terem valores diferentes, esta produção foi maior com o uso da válvula termostática “B” em ambos os casos, menor com o uso da válvula termostática “C” e intermediária com o uso da válvula termostática “A”. As diferenças entre os valores máximos e mínimos foram, respectivamente, iguais a 3,7 e 12,4 %. Os valores maiores obtidos nos ensaios em dinamômetros de chassis podem ser explicados pelos enriquecimentos instantâneos da mistura ocorridos durante os processos de aceleração e desaceleração do veículo.
- apesar das massas totais de NO_x produzidas e calculadas terem valores diferentes, em ambos os casos, esta produção foi maior com o uso da válvula termostática “A”, menor com o uso da válvula termostática “C” e intermediária com o uso da válvula termostática “B”. As diferenças entre os valores máximos e mínimos foram, respectivamente, iguais a 11,1 e 27,1 %. Os valores menores obtidos nos ensaios em dinamômetros de chassis podem ser explicados pelas menores temperaturas atingidas nas câmaras de combustão, considerando a transitoriedade do ciclo adotado, o que não permite se atingir os mesmos valores de temperaturas na câmara de combustão como ocorre nos ensaios em regime permanente de funcionamento.
- as massas totais de HC produzidas e calculadas forneceram valores diferentes e com evolução em sentidos opostos. Os valores maiores obtidos nos ensaios em dinamômetros de chassis podem ser explicados, também pela

transitoriedade do ciclo adotado, que permite a ocorrência de enriquecimentos instantâneos nas desacelerações e empobrecimentos instantâneos nas acelerações do veículo. A inversão nos sentidos das evoluções pode ser explicada pela significativa diferença observada na fase fria do ciclo, onde as condições para queima da mistura são bastante adversas.

Para facilitar este confronto, a partir da tabela VIII, foram elaborados para cada gás poluente emitido pelo motor utilizado, os gráficos 26,27 e 28 a seguir, por faixa de temperatura de trabalho das respectivas válvulas termostáticas que mostram as curvas de tendência do percentual entre os dois tipos diferentes de testes em cada fase de emissões veiculares do ciclo de teste FTP-75.

Observa-se existir uma consistência quanto aos resultados obtidos através dos cálculos efetuados para cada gás poluente emitido pelo motor utilizado para os testes. Ao se comparar os dados obtidos entre os dois diferentes ensaios de emissão na forma percentual, evidencia-se uma constância no comportamento dos resultados, comprovando existir uma possível correlação entre os mesmos para o motor de teste específico utilizado neste trabalho.

Por exemplo, analisando-se o gráfico 26 da relação percentual para o monóxido de carbono (CO), observa-se um valor praticamente igual a 100 % (ou de 1:1) durante a fase 1 dos testes para qualquer válvula termostática utilizada, e para as demais fases, este valor se situou ao redor de 80 % entre os resultados obtidos comparando-se os dois tipos diferentes de testes.

A mesma forma de observação quanto à constância percentual entre os resultados está também evidenciada para o HC e para o NO_x conforme mostrado nos gráficos 27 e 28:

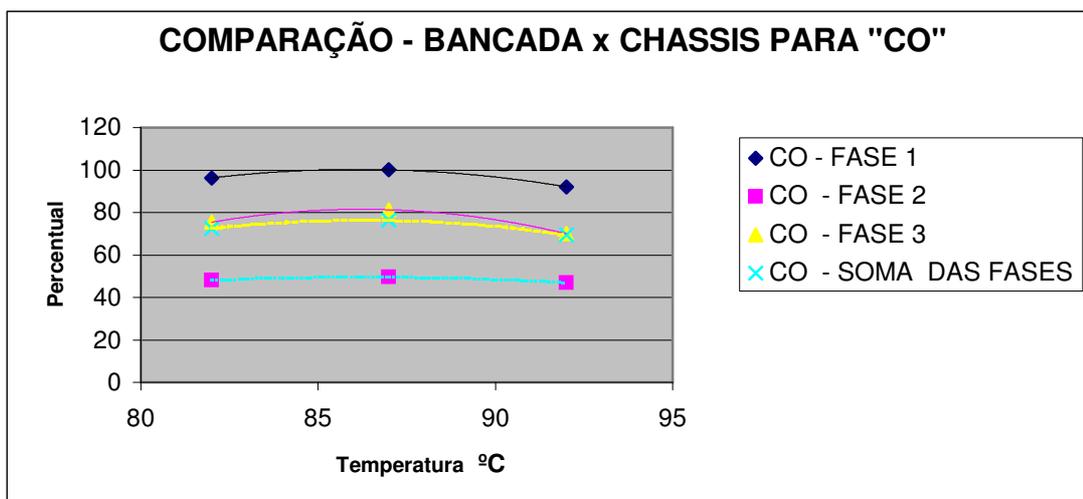


Gráfico 26: Relação percentual para CO entre teste de bancada e teste de chassis

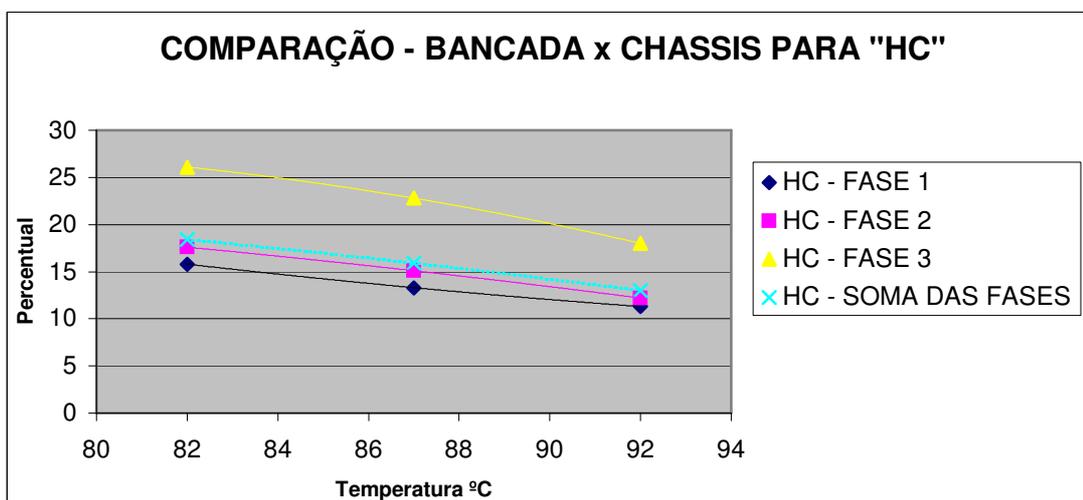


Gráfico 27: Relação percentual para HC entre teste de bancada e teste de chassis

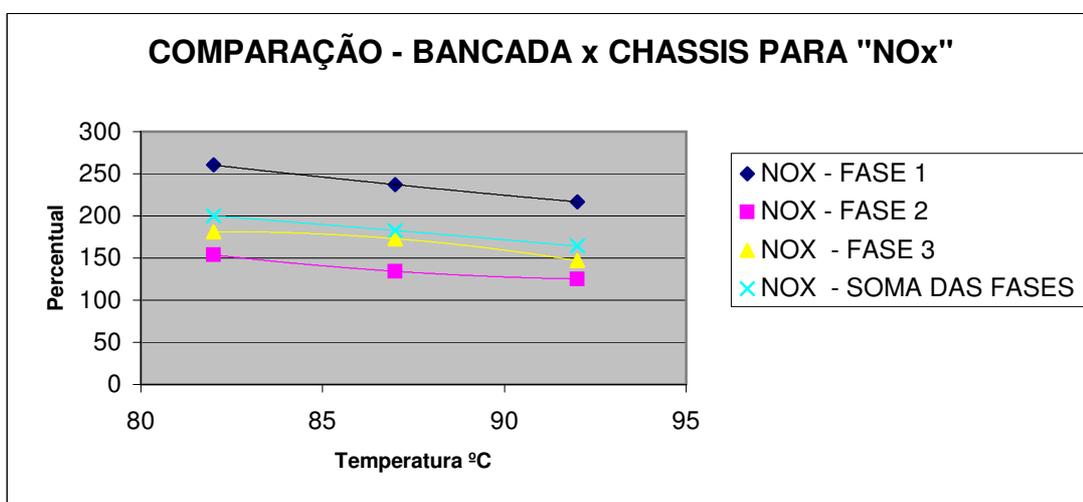


Gráfico 28: Relação percentual para NOx entre teste de bancada e teste de chassis

6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Os resultados reais de emissão de gases poluentes obtidos através dos testes em dinamômetro de bancada, quando se varia a temperatura de arrefecimento de um motor de ignição por faísca, mais especificamente voltados para emissão de CO, HC e NO_x, comprovam em linhas gerais o embasamento teórico descrito no capítulo 2 deste trabalho, ou seja:

- a quantidade de CO tende a diminuir com o aumento da temperatura;
- a quantidade de hidrocarbonetos não queimados tende a diminuir com o aumento da temperatura;
- a quantidade de NO_x tende a aumentar com o aumento da temperatura;

Algum afastamento desta referência surge quando a mistura estequiométrica, hipótese fundamental para a aplicação destas premissas, deixa de ser verificada.

No ensaio realizado em bancada, a escolha pela válvula termostática “B” como sendo a mais adequada ficou bem caracterizado, pois além da emissão de poluentes, levaram-se em conta outros parâmetros de desempenho tais como potência e consumo.

No ensaio realizado em dinamômetro de chassis, esta mesma escolha, sob o ponto de vista exclusivamente focado nas emissões, não poderia se feita; os resultados obtidos sugerem o uso da válvula “C”. Entretanto, ao serem considerados os demais parâmetros de desempenho, a válvula B volta a ser a mais adequada. Daí a necessidade de se fazer um número maior de ensaios de ambos os tipos e tratar de forma mais aprimorada os dados colhidos no ensaio em dinamômetro de chassis.

Este aprimoramento deve ser conseguido com a diminuição dos intervalos utilizados para a obtenção de pontos correspondentes entre os dois ensaios e com a introdução de fatores de ponderação para trechos dos ensaios em regime transitório (FTP-75) com valores dependentes dos gradientes das curvas de velocidade em função do tempo.

É importante mencionar, também, que os resultados obtidos neste trabalho são fortemente influenciados pelas características de projeto do motor utilizado em todos os testes, ou seja:

- ❖ calibração do sistema de injeção do motor visando aplicação em transmissão automática
- ❖ cilindrada relativamente alta (2,4 ℓ)

Estas características de projeto do motor testado fizeram com que seu comportamento dentro do ciclo de testes em dinamômetro de chassis, conforme procedimento FTP-75, não apresentasse significativas variações de rotação ou carga, dificultando, por exemplo, estabelecer uma correspondência dos resultados de emissão de poluentes em rotações acima de 3000 rpm ou a plena carga.

Da mesma forma, as características de torque plano e pouca variação de potência em rotações fixas do motor testado mostram que este motor realmente deverá ter um comportamento muito bom quando aplicado em transmissão automática, pois para se manter a velocidade ou obter acelerações razoáveis bastará uma ação moderada do motorista sobre o pedal do acelerador. Porém, para o efeito desejado de obtenção de emissão de poluentes deste trabalho, isto foi um fato complicador, visto que ficou claro a necessidade de se obter dados de emissão em um número maior de condições de rotação e carga do motor para melhor caracterizar a possível correlação existente entre os dados de emissão de poluentes obtida em dinamômetro de bancada e em dinamômetro de chassis.

A existência de uma correspondência entre os valores de emissão obtidos para ambos os tipos de ensaio (bancada e chassis), conforme procurado demonstrar neste trabalho, cria a possibilidade de se fazer um estudo mais profundo e detalhado no sentido de mudar os atuais procedimentos de homologação de motores quanto às emissões, buscando redução de custos no desenvolvimento de novos motores de

ignição por faísca. A comprovação desta técnica de comparação poderá ser empregada como argumento numa eventual decisão de mudança de procedimentos de desenvolvimento e homologação de motores de ignição por faísca junto às agências reguladoras. De certa forma, este procedimento vai de encontro à tendência destas agências reguladoras de realizar ensaios “*on-board*” no futuro.

Um ponto positivo referente à possibilidade de se estabelecer uma correlação entre os dados obtidos em dinamômetro de bancada e em dinamômetro de chassis, diz respeito ao fato de que estimativas não oficiais obtidas junto a Engenharia de Produtos da GMB, um teste completo de emissão veicular em dinamômetro de chassis pode ter um custo até 250% superior do que um teste semelhante em dinamômetro de bancada.

Recomenda-se que para trabalhos futuros que visem um melhor aprimoramento no entendimento de uma possível correlação existente entre os dois tipos diferentes de testes de emissão de poluentes, seja escolhido um novo motor de ignição por faísca de menor capacidade volumétrica, por exemplo, 1,0 ℓ.

Outro ponto importante que deve ser verificado inicialmente em trabalhos futuros é identificar qual a variação de rotação que este novo motor percorre dentro de todas as fases do ciclo de emissão veicular FTP-75, visto que motores de menor cilindrada de maneira geral trabalham em regimes de rotação maiores e procurar testar este mesmo motor obtendo emissão de poluentes em dinamômetro de bancada em uma maior faixa de rotações e carga, se possível abrangendo as mesmas faixas de rotação que o motor for submetido nos testes de emissão em dinamômetro de chassis conforme ciclo de testes FTP-75.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALKIDAS, A. C. Heat transfer characteristics of a spark-ignition engine. ASME Journal of Heat Transfer, vol. 102, 1982.

BORMAN, G.; NISHIWAKI, K. Internal-combustion engine heat transfer, Progress in Energy and Combustion Science, vol. 13, 1987.

BOSCH. Automotive Handbook. - 6ª Edição. Bosch, 2004.

DE NEVERS, N. Air Pollution Control Engineering. New York - EUA: McGraw-Hill Book Company, 1995.

HARRINGTON, J. A.; SHISHU, R. C. A single-cylinder study of the effects of fuel type, fuel stoichiometry, and hydrogen-to-carbon ration and CO, NO, and HC exhaust emissions. SAE paper 730476, 1973.

HEYWOOD, J B. Internal combustion engine fundamentals. New York - EUA: McGraw-Hill Book Company, 1988

INCROPERA, F. P.; DeWitt, D. P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 5th Edition: Editora John Wiley & Sons, 2001.

KOMIYAMA, K.; HEYWOOD, J. B. Predicting NO_x emissions and effects of exhaust gas recirculation in spark-ignition engines. SAE paper 730475, 1973.

KREITH, F.; BOHN, M. S. Principles of Heat Transfer. 6th Edition New York - EUA: Thomsom-Engineering , 2000.

LAVOIE, G. A. Correlations of combustion data for SI engines calculations – laminar flame speed, quench distance and global reaction rates. SAE paper 780229, 1978

LOPES, J. M. C. M. Motores de Combustão Interna: uma abordagem termodinâmica. AEIST, 1999.

MYERS, J. P. Transient Heat Flux Measurements in the Combustion Chamber of a Spark Ignition Engine. ASME Journal of Heat Transfer, vol. 104, 1982.

PATTERSON, D. J. Emission From Combustion Engine and Their Control. Inglaterra: Butterworth & Heinemann, 1982.

PIANESE C.; RIZZO G. Effects of Combustion Chamber Surface Temperature on the Exhaust Emissions of a Spark Ignition Engine, SAE Paper 830642, 1983.

PLINT, M.; MARTYR, A. Engine Testing: Theory and Practice. 2nd edition. Oxford-Inglaterra: Butterworth & Heinemann, 2001.

RHODES, D. B.; KECK, J. C. Laminar burning speed measurements of indolene-air diluent mixtures at high pressures and temperatures. SAE paper 850047, 1985

SCHÄFER, F.; VAN BASSHUYSEN, R. Reduced Emissions and Fuel Consumption in Automobile Engines. SAE paper 950867, 1995.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; VAN WYLEN, G. J. Fundamentos da Termodinâmica. 5ª.ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2001.

WESTBROOK, C. K.; DRYER, F. L. Simplified reaction mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuels in flames. Combustion. Science. and Technology, vol. 27, pp. 31-43, 1981.

Livros Grátis

(<http://www.livrosgratis.com.br>)

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)
[Baixar livros de Matemática](#)
[Baixar livros de Medicina](#)
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)
[Baixar livros de Meteorologia](#)
[Baixar Monografias e TCC](#)
[Baixar livros Multidisciplinar](#)
[Baixar livros de Música](#)
[Baixar livros de Psicologia](#)
[Baixar livros de Química](#)
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)
[Baixar livros de Serviço Social](#)
[Baixar livros de Sociologia](#)
[Baixar livros de Teologia](#)
[Baixar livros de Trabalho](#)
[Baixar livros de Turismo](#)