

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO EXPERIMENTAL DA RELAÇÃO AR/COMBUSTÍVEL
PARA MÁXIMA POTÊNCIA EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA,
UTILIZANDO DIVERSOS COMBUSTÍVEIS

por

Charles Rech

Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia

Porto Alegre, março de 2002

ESTUDO EXPERIMENTAL DA RELAÇÃO AR/COMBUSTÍVEL
PARA MÁXIMA POTÊNCIA EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA,
UTILIZANDO DIVERSOS COMBUSTÍVEIS

por

Charles Rech

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de concentração: energia

Orientador: Prof. Dr. Pedro Barbosa Mello

Comissão de Avaliação:

Prof Dr. Narciso Angel Ramos Arroyo – SINMEC - UFSC

Prof Dr. Renato Veses Cataluña – Dpto Físico Química - UFRGS

Prof Dr. Volnei Borges – PROMEC - UFRGS

Prof. Dr. Alberto Tamagna

Coordenador do Promec

Porto Alegre, março de 2002

DEDICATÓRIA

*À Núbia, minha esposa, e à Vivian, nossa filha, que estiveram
presentes em todos os momentos de meu trabalho.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos engenheiros Díocles Dalávia e Wilson Zanchet do Laboratório de Motores Refap-Petrobrás, por terem sido os co-orientadores desta pesquisa.

Agradeço também aos engenheiros Mário Eduardo dos Santos Martins, Fabiano Wildner e Giovanni Andrade, por terem colaborado na execução dos experimentos no Laboratório de Motores da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

RESUMO

A potência em um motor de combustão interna depende, dentre outros parâmetros, da proporção da reação da mistura oxidante/combustível. Esses reagentes são oriundos de hidrocarbonetos e do oxigênio disponível no ar atmosférico. Para cada tipo de combustível utilizado, a mistura apresenta diferentes curvas de desempenho do motor, cuja máxima potência disponibilizada está diretamente relacionada ao valor e à posição da pressão desenvolvida no cilindro em cada ciclo. A posição da máxima pressão deve ser ajustada na melhor condição de aproveitamento do mecanismo biela/manivela a partir da variação do ponto de ignição. O valor da pressão varia, fundamentalmente, com a eficiência de conversão de combustível, com a variação do número de mols proveniente da combustão, com a entalpia de vaporização, com a temperatura de funcionamento do motor, e com a relação entre o carbono, o hidrogênio e o oxigênio existente na molécula. Com a finalidade de verificar o ponto de máxima potência desenvolvida no motor em relação à mistura ar/combustível, foram levantadas curvas de potência para cinco combustíveis, quais sejam: gasolina montadora e condensado, etanol (álcool hidratado 98%), tolueno e mtbe. O fator que estabelece a proporção da mistura ar/combustível real na combustão com a mistura quimicamente balanceada (estequiométrica) é designado por λ . Utilizou-se valores de $\lambda > 1$, caracterizando a mistura pobre, até os valores de $\lambda < 1$, os quais permitem o funcionamento do motor em condição de mistura rica. Os experimentos foram realizados em um motor ciclo Otto quatro cilindros, montado em um dinamômetro elétrico e monitorado por uma injeção eletrônica programável.

O objetivo deste trabalho foi o de estudar, a partir de dados experimentais, a influência de λ na potência efetiva do motor. Os valores de λ de maior potência obtidos ficaram entre 0,85 e 0,90 podendo servir de parâmetro para o mapeamento da injeção de combustível na condição de aceleração do veículo quando se fizer necessário imprimir a máxima potência. A aquisição de tais valores pode auxiliar ainda no desenvolvimento de novas misturas de combustíveis, em que se procura maior desempenho do motor para competições automobilísticas.

ABSTRACT

The power developed in an internal combustion engine depends, amongst other parameters, on the ratio oxidizer/combustible. These reagents are deriving of hydrocarbons and atmospheric air. For each type of used fuel, the mixture presents different types of performance curves for the same engine, whose maximum available power is directly related to the value and the crank position of the maximum pressure developed in the cylinder, in each cycle. The crank position of the maximum pressure must be rightly placed, with ignition timing changes, in order to get the best exploitation of the rod/crankshaft mechanism. The value of the pressure varies, basically, with the fuel conversion efficiency, with the mole number variation due to combustion, with the enthalpy of formation, the engine's operating temperature and with the relation between carbon, hydrogen and the existing oxygen in the fuel's molecule. With the purpose of verifying the point of highest engine power with relation to the air/fuel ratio, curves of power for five different fuels had been raised. These fuels are: condensed gasoline, OEM gasoline, ethanol, toluen and mtbe. The factor that establishes the air/fuel ratio with the stoichiometric mixture is assigned by λ . Values of $\lambda > 1$ characterize lean mixture until the values of $\lambda < 1$ characterize a rich mixture condition. The experiments had been carried with a four cylinders Otto cycle engine, with programmable electronic fuel injection and ignition control, assembled in an eddy current dynamometer.

The objective of this work was to verify, from experimental data, the influence of λ in the engine's output. The λ values for highest power lie between 0.85 and 0.91, being able to act as an input for tuning the fuel injection system for getting better throttle response and maximum power. The acquisition of such values can still assist in new fuel mixtures development, where increase in power and torque are expected.

SUMÁRIO

1	Introdução.....	1
2	Aspéctos teóricos.....	4
2.1	Motores.....	4
2.1.1	Ciclos teóricos ideais.....	5
2.1.2	Motores endotérmicos.....	6
2.1.2.1	Motores ciclo quatro tempos.....	6
2.1.2.2	Motores ciclo dois tempos.....	6
2.1.2.3	Motores ciclo diesel ou de injeção.....	7
2.1.2.4	Motores Wankel de êmbolo rotativo.....	7
2.1.3	Sistema eletrônico de ignição e de injeção de combustível.....	8
2.1.4	Trabalho indicado por ciclo.....	9
2.1.5	Torque e potência.....	10
2.1.6	Dinamômetros.....	10
2.1.7	Eficiência mecânica.....	11
2.1.8	Pressão média efetiva.....	11
2.1.9	Consumo específico de conversão.....	12
2.1.10	Eficiência volumétrica.....	12
2.1.11	Propriedades geométricas dos motores alternativos.....	13
2.1.12	Emissão específica e índice de emissões.....	15
2.1.12.1	Controle de emissão de poluentes com conversores catalíticos.....	16
2.1.12.2	Controle de emissão de poluentes com válvula EGR.....	17
2.1.12.3	Controle de emissão de poluentes por separador de vapores e cânister.....	17
2.2	Combustão.....	18
2.2.1	Termoquímica da combustão.....	18
2.2.2	Composição do ar e combustíveis.....	19
2.2.3	Combustão estequiométrica.....	21
2.2.4	Efeitos da razão de mistura ar/combustível.....	24
2.2.5	Composição dos gases de escape.....	26
2.2.6	Entalpia de formação.....	27
2.2.7	Poder calorífico.....	28
2.2.8	Processo de combustão adiabático.....	29

2.2.9	Eficiência de combustão η_c	30
2.2.10	Eficiência térmica η_t	31
2.2.11	Equilíbrio químico.....	33
2.3	Combustível	35
2.3.1	Tipos de combustíveis.....	35
2.3.1.1	Família dos parafínicos	37
2.3.1.2	Família dos olefínicos	37
2.3.1.3	Família dos naftalenos.....	37
2.3.1.4	Família dos aromáticos.....	37
2.3.1.5	Álcoois	38
2.3.2	Combustão anormal.....	38
2.4	Medição do fluxo de ar.....	38
3	Experimento	40
3.1	Aparato experimental	40
3.2	Análise de erros	42
3.3	Procedimento experimental.....	45
3.4	Características dos combustíveis utilizados nos experimentos	46
4	Considerações gerais	48
5	Resultados	51
6	Conclusão	58

LISTA DE SÍMBOLOS

A	massa de ar [kg]
a	raio de giração do virabrequim [m]
A	superfície total da câmara de combustão [m ³]
A_{ch}	superfície da câmara compreendida pelo cabeçote [m ³]
A_p	superfície da cabeça do pistão [m ³]
b	comprimento do braço de alavanca do freio [m]
B	diâmetro do cilindro [m]
$bsfc$	consumo específico de combustível [kg/kWh]
CO	monóxido de carbono
CO_2	dióxido de carbono
c_p	calor específico à pressão constante [kJ/kgK]
c_v	calor específico a volume constante [kJ/kgK]
D	diâmetro do cilindro [m]
F	força medida no transdutor do freio [N]
f	massa de combustível [kg]
G	energia de Gibbs
HC	hidrocarbonetos
H_p	entalpia dos produtos
H_r	entalpia dos reagentes
IE_{xx}	índice de emissão do poluente xx [g/kg]
k	condutividade térmica [kJ/kgK]
l	comprimento da biela [m]
L	curso do pistão [m]
M_{aN_2}	peso molecular do nitrogênio
\dot{m}_a	fluxo de massa de ar [kg/s]
\dot{m}_f	fluxo de massa de combustível [kg/s]
\dot{m}_{CO_x}	fluxo de massa do CO_x [kg/s]
\dot{m}_{HC_x}	fluxo de massa do HC_x [kg/s]

\dot{m}_{NO_x}	fluxo de massa do NO_x [kg/s]
\dot{m}_{xx}	fluxo de massa do xx [kg/s]
N	rotação do motor [rad/s]
n_i	número de mols dos reagentes [mols]
n_o	número de mols dos produtos [mols]
NO_x	óxidos de nitrogênio [ppm]
n_r	número de cursos de potência para cada ciclo
p	pressão [Pa]
p_a	pressão atmosférica [Pa]
P_b	potência no freio [W]
$P_{c,i}$	potência indicada por ciclo [W]
P_f	potência de atrito [W]
P_{ig}	potência bruta indicada [W]
p_{me}	pressão média efetiva [Pa]
p_{meb}	pressão média efetiva no freio [Pa]
PMI	ponto morto inferior
PMS	ponto morto superior
Q_{HHVp}	poder calorífico superior (PCS)
Q_{LHVp}	poder calorífico inferior (PCI)
R	constante particular do gás [J/kmol.K]
R	relação entre o comprimento da biela e o raio do virabrequim
R_{cl}	relação diâmetro-curso
s	distância entre o centro do virabrequim e o centro do pino do pistão [m]
sCO_x	emissão específica do CO_x [g/kWh]
sHC_x	emissão específica do HC_x [g/kWh]
sNO_x	emissão específica do NO_x [g/kWh]
S_p	velocidade instantânea do pistão [m/s]
T	temperatura do ar de admissão [°C]
T_b	torque no freio [N.m]
T_o	temperatura de referência
U_p	energia total dos produtos

U_R	energia total dos reagentes
V	volume [m ³]
V_d	volume deslocado por ciclo [m ³]
W	trabalho
$W_{c,i}$	trabalho indicado por ciclo [J]
$W_{c,ig}$	trabalho indicado bruto por ciclo [J]
$W_{c,in}$	trabalho indicado líquido por ciclo [J]
W_p	trabalho de bombeamento [J]
x^2	qui-quadrado
ΔB	variação de exergia
$\Delta \tilde{h}_f^\circ$	entalpia de formação
ΔH	variação de entalpia
Δ_{mol}	relação do entre o número de mols dos produtos e dos reagentes
ΔR	incerteza do resultado
ϕ	relação da mistura ar/combustível estequiométrica com a relação que entra no motor
λ	relação da mistura ar/combustível que entra no motor com a relação estequiométrica
μ	excesso de combustível
η_a	eficiência de conversão de disponibilidade
η_c	eficiência de combustão
η_f	eficiência de conversão de combustível
η_m	eficiência mecânica
η_t	eficiência térmica
η_v	eficiência volumétrica
r_c	razão ou taxa de compressão
$\rho_{a,i}$	densidade do ar na admissão [kg/m ³]
\overline{S}_p	velocidade média do pistão [m/s]
θ	ângulo do virabrequim [°]

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura (2.1). Esquema do princípio de operação de um dinamômetro. Fonte [Heywood, 1988].....	10
Figura (2.2). Geometria do cilindro, biela e eixo de manivelas. Fonte: [Heywood, 1988].....	13
Figura (2.3). Concentração de HC, CO e NO nos gases de escape, ciclo Otto. Fonte: [Heywood, 1988].....	16
Figura (2.4). Efeito da umidade nas propriedades do ar. Fonte: [Taylor, 1962]	21
Figura (2.5). Variação de mistura ar/combustível $(A/F)_s$ em a relação ao hidrogênio/carbono existentes no combustível, desde o benzeno ($y=1$) até o metano ($y=4$). Fonte: [Heywood, 1988].....	22
Figura (2.6). Expansão molar produtos/reagentes.....	24
Figura (2.7). Curva de Hook, consumo em um motor ciclo Otto. Fonte:[Plint & Martyr, 1997].....	25
Figura (2.8). Calor específico à pressão constante de gases queimados em equilíbrio em função da composição da mistura combustível/ar (ϕ) para as temperaturas de 1750, 2250 2 2750 a 30 atm. Combustível isooctano. Fonte: [Heywood, 1988]	26
Figura (2.9). Composição dos gases de escape em relação (ϕ). Fonte: [Heywood, 1988].....	27
Figura (2.10). Eficiência da combustão em relação à ϕ . Fonte: [Heywood, 1988]	31
Figura (2.11). Variação da pressão média indicada, consumo específico e eficiência de conversão de combustível em relação à mistura combustível/ar (ϕ) em um motor 6 cilindros, Ciclo Otto, borboleta totalmente aberta à 1200 rpm. Fonte: [Heywood, 1988].....	32
Figura (2.12). Equilíbrio da temperatura dos produtos para volume constante ($T_{p,v}$) e pressão constante ($T_{p,p}$), num processo de combustão adiabático em relação à taxa combustível/ar (ϕ) de uma mistura inicialmente à 700K e 10 atm. A pressão ($p_{p,v}$) está calculada para um processo de combustão adiabático a volume constante. Fonte: [Heywood, 1988]	34
Figura (2.13). Fração molar do equilíbrio dos produtos da combustão de uma mistura isooctano/ar em função da relação combustível/ar (ϕ) à pressão de 30 atm e temperaturas de (a) 1750K, (b) 2250K e (c) 2750K. Fonte: [Heywood, 1988].....	34
Figura (3.1). Aparato experimental. À esquerda, dinamômetro; à direita, motor.	40
Figura (3.2). Aparato experimental. À direita, módulo de injeção programável.	41
Figura (3.3) representação esquemática do experimento	42

Figura (4.1). Potência em relação à λ do combustível montadora	52
Figura (4.2). Potência em relação à λ do combustível tolueno	53
Figura (4.3). Potência em relação à λ do combustível condensado	54
Figura (4.4). Potência em relação à λ do combustível mtbe	55
Figura (4.5). Potência em relação à λ do combustível etanol	56
Figura (4.6). Potência em relação à λ dos combustíveis montadora, tolueno, condensado, mtbe e etanol	57

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela (2.1). Principais constituintes do ar seco. Fonte: [Heywood, 1988].	19
Tabela (2.2). Condições de λ e de ϕ para mistura pobre, rica e estequiométrica.	23
Tabela (2.3). Entalpias de formação padrão. Referência a 25°C 1 atm. Fonte: [Heywood, 1988]	28
Tabela (2.4). Características de algumas famílias de hidrocarbonetos. Fonte [Heywood, 1988]	36
Tabela (3.1). Propriedades de alguns combustíveis. Fonte [Labmot-Refap-Petrobrás, 2001]	46
Tabela (4.1). Valores da potência $P_A, P_B, P_C, P_D, P_E, P_F$ e P_m em [kW] e de $\lambda_A, \lambda_B, \lambda_C, \lambda_D, \lambda_E, \lambda_F, \lambda_m$ do combustível montadora.	51
Tabela (4.2). Valores da potência P_A, P_B, P_C, P_D, P_E e P_m em [kW] e de $\lambda_A, \lambda_B, \lambda_C, \lambda_D, \lambda_E$ e λ_m do combustível tolueno.	53
Tabela (4.4). Valores da potência P_A, P_B, P_C, P_D, P_E e P_m em [kW] e de $\lambda_A, \lambda_B, \lambda_C, \lambda_D, \lambda_E$ e λ_m do combustível mtbe.	55
Tabela (4.5). Valores da potência P_A, P_B, P_C, P_D, P_E e P_m em [kW] e de $\lambda_A, \lambda_B, \lambda_C, \lambda_D, \lambda_E$ e λ_m do combustível etanol.	56

1 INTRODUÇÃO

A obtenção de energia térmica é uma necessidade de primeira ordem em setores vitais da atividade humana (indústria, transporte, iluminação, etc.), que requerem sempre mais velocidade e potência, o que acarreta a permanente busca de novos processos e substâncias. Os primeiros passos para utilizar a energia térmica no campo do transporte foram dados pelo francês Nicolas-Joseph Cugnot quando, em 1771, criou um veículo de três rodas movido a vapor, que seria um antecedente rudimentar dos automóveis modernos. Nada levava a crer que esse tipo de veículo lograsse a expansão e a popularidade de que hoje goza na maior parte do mundo. Atualmente, quase toda frota de veículos utiliza motores à combustão interna, os quais permitem a obtenção de energia em forma de calor por meio de reações químicas. Os motores de combustão interna amplamente utilizados são os de ciclo Otto e os de ciclo Diesel, cuja diferença no princípio de funcionamento está na forma da preparação da mistura e no modo de ignição.

Os projetistas de motores deparam-se, atualmente, com muitos desafios, entre os quais estão o de encontrar formas para reduzir a agressão ao meio ambiente, baixar o consumo de combustível, agregar componentes e sistemas que diminuam seu peso e os custos gerais de produção e, ainda, pesquisar combustíveis alternativos do petróleo, dado que este é um recurso não renovável. Os principais combustíveis utilizados em motores de combustão interna são derivados do petróleo (gasolina e diesel), que está constantemente sofrendo oscilações de preço no mercado mundial. Frente a este fator, vários países têm buscado combustíveis alternativos, tais como os oxigenados (álcoois, éteres, etc), para suprir suas necessidades internas. Esses combustíveis alternativos são utilizados como aditivos para a gasolina por aumentarem seu poder antidetonante, permitindo maiores taxas e, conseqüentemente, melhor performance. No Brasil, o álcool é adicionado à gasolina atualmente; em anos anteriores era adicionado mtbe (éter metil tert butílico) na região sul do país.

Paralelamente ao crescimento acelerado de produção de veículos, surgiram problemas ambientais oriundos da emissão de poluentes, provenientes da queima dos combustíveis; surgiu, então, a necessidade de produzir motores mais econômicos e menos poluentes. O motor, em condições de carga e rotações constantes, é facilmente monitorado por sensores eletrônicos e corrigido para emitir o mínimo possível de poluentes. Porém, quando há alteração de cargas ou de rotações, é necessário o enriquecimento da mistura para suprir as exigências de funcionamento do

motor. O conhecimento da curva característica do combustível permite estabelecer parâmetros para a correção do enriquecimento da mistura na máxima potência, aproveitando toda energia por ele disponibilizada.

Alguns autores tecem afirmações sobre a curva característica de potência em relação à mistura ar/combustível, mas de maneira genérica, sem especificar o tipo de combustível. Em Giacosa, 2000, por exemplo, encontra-se o valor de máxima potência em 10% de combustível a mais do que o estequiométrico.

Alguns pesquisadores desenvolveram sensores que permitem a mistura de combustíveis, mas que atuam somente na condição de cargas e rotações constantes. No final dos anos 80 (século passado), utilizou-se, nos EUA, sensores que detectavam a quantidade de metanol adicionado à gasolina. Em Jewitt, 1987, relata-se o desenvolvimento de um sensor baseado na medida da constante dielétrica e da condutividade para estimar a porcentagem de metanol. No Brasil, foi desenvolvido um sensor para o uso do etanol adicionado à gasolina [Monnerat, 2000] denominado de *carro flexível*, que permite as relações gasolina/álcool desejadas. Este trabalho é proposto para somar-se às constantes pesquisas na busca de soluções que minimizem os problemas de poluição ao meio ambiente, permitindo a todos uma melhor qualidade de vida.

Atualmente, em todo o mundo, pessoas têm se preocupado com a emissão de poluentes, proveniente da queima de combustíveis. Nos veículos modernos, o monóxido de carbono aparece na descarga em níveis inferiores a 0.5% quando o motor opera em carga e velocidade constantes. Quando lhe é exigida máxima potência (ultrapassagem, por exemplo), a central de comando eletrônico aumenta o pulso de injeção para enriquecer a mistura. Nessas circunstâncias, os teores de CO encontram-se na faixa de 3.5% a 4.5%, e o controle eletrônico da correção das emissões é desligado.

A estabilidade de funcionamento de um motor de combustão interna, quando estiver operando em condições de rotação constantes, pode ser mantida com a mistura ar/combustível em condições estequiométricas, ou seja, quimicamente balanceadas. Nos períodos de aceleração, entretanto, é necessário enriquecer a mistura para atender às solicitações de aumento de rotação do motor. A mistura rica é caracterizada pelo excesso de combustível e, conseqüentemente, pela formação de CO e HC.

Neste trabalho estão representadas curvas que determinam o ponto de máxima potência de cinco combustíveis, quais sejam: as gasolinas montadora e condensado, o solvente tolueno, o aditivo mtbe e o álcool hidratado etanol. O conhecimento da relação ar/combustível de máxima potência

pode ser utilizado no mapeamento da injeção de combustível mesmo quando o motor for submetido à carga e rotação variadas. Esta pesquisa aborda, contudo, a manifestação do fenômeno químico da combustão sob forma de temperatura e pressão, fugindo ao seu escopo a análise química implicada no processo.

2 ASPÉCTOS TEÓRICOS

2.1 Motores

O termo motor já era usado no latim escolástico para designar um "ser que dá movimento a outro, mas passou a ser empregado no campo da tecnologia a partir do século XIX. Motor ou máquina motriz é o dispositivo capaz de transformar qualquer forma de energia em trabalho mecânico. As primeiras tentativas de substituir a força humana por novas fontes de energia mecânica começaram na antiguidade, quando o homem dominou a força de queda da água e, a seguir, utilizou o vento como fonte de trabalho. A nora, a roda d'água e o moinho teriam sido, assim, as primeiras máquinas motrizes inventadas. Com a industrialização e a modernização dos meios produtivos, os motores se especializaram, conforme suas funções, e passaram a ser construídos de acordo com diferentes modelos e estruturas.

Do ponto de vista físico e tecnológico, os motores de maior interesse são os elétricos, nos quais estão incluídos desde os que movem máquinas industriais até os eletrodomésticos e os térmicos, entre os quais estão os motores movidos a gasolina e a óleo diesel. Numa classe à parte, incluem-se as turbinas hidráulicas, usadas nas hidrelétricas, e as turbinas a gás.

Os motores térmicos usam como forma de energia o calor despreendido por reações químicas de natureza diversa. Na maior parte dos motores térmicos, a combustão é interna, mas há alguns casos em que a combustão se faz fora do interior da máquina motriz, como na turbina a vapor, em que o vapor com alta pressão se produz numa caldeira que não faz parte da estrutura do motor.

Os motores de combustão interna operam pela transformação da energia calorífica resultante da queima ou da explosão de uma mistura ar/combustível em energia mecânica e baseiam-se no princípio segundo o qual os gases se expandem quando aquecidos. A pressão gerada, se controlada, pode ser utilizada para movimentar órgãos da máquina, tendo-se, desta maneira, a transformação da energia calorífica do combustível em energia mecânica. Esses motores podem trabalhar com combustíveis líquidos voláteis (óleos pesados, diesel, gasolina, querosene, álcool-motor, benzol etc.), ou com gases (butano, propano etc.), em que uma válvula misturadora substitui o carburador dos motores a gasolina.

Entre os motores térmicos, adquire significação especial a distinção entre os dispositivos rotativos, cujo movimento se baseia no giro, e os alternativos, com movimentos baseados na

alternância de fases. Uma diferenciação análoga se faz no caso dos motores hidráulicos, eólicos e pneumáticos.

2.1.1 Ciclos teóricos ideais.

De modo geral, os motores hidráulicos, eólicos, pneumáticos e térmicos necessitam de uma substância em estado líquido ou gasoso para que seu funcionamento seja possível. No caso dos motores térmicos, essa substância é o fluido de trabalho. A transformação da energia calorífica em trabalho num motor térmico, no entanto, nunca é completa, pois parte dela se perde no contato com outros órgãos do motor que se encontram à temperatura inferior.

As partes essenciais que compõem um motor são: fonte que proporciona o calor a ser convertido; mecanismo transformador de energia, ou motor; combustível interno, que pode ser gás ou vapor; parte fria que recebe a energia não convertida; e sistema mecânico de ligação entre o ciclo energético e o mecanismo de aproveitamento do trabalho.

Segundo estudos termodinâmicos, as transformações que um fluido experimenta para recuperar no final seu estado inicial constituem um ciclo. Graficamente representados em diagramas cartesianos denominados de Clapeyron, que têm como variáveis a pressão e o volume, alguns desses ciclos, estabelecidos em função do comportamento de um gás ideal, constituem a base teórica a partir da qual se planejaram os principais tipos de motores.

O mais importante dos ciclos teóricos ideais, estabelecido por Sadi Carnot, não é determinante do comportamento de um tipo específico de motor, mas serve de base para vários deles. Segundo esse ciclo, o máximo rendimento da máquina térmica, sempre em termos ideais, corresponde a uma transformação cíclica reversível, que passa por uma expansão isotérmica, uma subsequente expansão adiabática, uma compressão isotérmica e outra compressão adiabática final.

A partir do ciclo ideal descrito por Carnot, diferenciam-se outros ciclos teóricos para os motores. O primeiro deles é o ciclo Otto ou Beau de Rochas, que, adequado para motores de explosão por centelha, regula uma transformação constituída por uma compressão adiabática, seguida de uma combustão isócora (sem mudança de volume), uma expansão adiabática e um resfriamento isócoro. O ciclo Diesel, que se diferencia do anterior por apresentar, na segunda fase de combustão, uma pressão constante, é adequado para os motores de explosão por compressão. O ciclo misto ou Sabathé se caracteriza por apresentar, na fase de combustão, volume e pressão

constantes. O ciclo Brayton, que corresponde à ação das turbinas a gás, se diferencia do Otto por manter a pressão (e não o volume) constante durante a combustão e o resfriamento.

2.1.2 Motores endotérmicos

Utilizado na maioria dos automóveis, o motor endotérmico possui, em sua estrutura, um alimentador de combustível que pode ser mecânico ou eletrônico e o corpo do motor formado por um cilindro em cujo interior se desloca, em sentido vertical, o êmbolo. Na parte superior do motor, tem-se a câmara de combustão, na qual se situa a vela ou dispositivo gerador da centelha que provoca a ignição, e duas válvulas, uma de admissão e outra de escape ou de descarga.

A potência de um motor é proporcional à velocidade de deslocamento do êmbolo e ao volume do cilindro deslocado pelo êmbolo num só movimento entre as duas posições-limite, que correspondem aos pontos mortos, inferior (PMI) e superior (PMS).

2.1.2.1 Motores ciclo quatro tempos

O funcionamento de um motor de combustão de quatro tempos passa por quatro fases do fluido de trabalho. Na primeira, denominada aspiração ou admissão, o êmbolo se desloca para baixo, dentro do cilindro com a válvula de admissão aberta e a válvula de escape fechada, aspirando, assim, a mistura ar/combustível. Essa mistura de ar e gasolina forma-se no interior do carburador e é aspirada devido ao vácuo que o êmbolo cria ao descer.

Em seguida, tem lugar a compressão, na qual o êmbolo se eleva enquanto as válvulas se mantêm fechadas. Depois, sobrevém a explosão; estando a mistura em sua pressão e temperatura máximas, a vela faz saltar a centelha, que provoca a ignição da mistura, com as válvulas ainda fechadas. Por último, na quarta fase ou descarga, mantêm-se fechada a válvula de admissão e abre-se a válvula de descarga, a fim de permitir a eliminação dos resíduos da combustão.

2.1.2.2 Motores ciclo dois tempos

Além dos motores que trabalham em quatro tempos, há os motores de dois tempos, em que a aspiração, a compressão, a expansão e a descarga são feitas em apenas dois cursos do êmbolo, ou seja, durante uma única volta do eixo de manivelas. A aspiração ocorre durante o final do curso descendente e no início do curso ascendente do êmbolo. Pouco antes que o êmbolo atinja o PMS, o

combustível é injetado. Nesse ponto, termina o primeiro tempo. A expansão dos gases força o êmbolo a descer; próximo ao fim desse curso, começa a descarga e logo depois a lavagem, seguida do início da aspiração.

2.1.2.3 Motores ciclo diesel ou de injeção.

No motor de injeção, patenteado pelo inventor e engenheiro Rodolphe Diesel em 1892, o princípio de compressão de ar é o mesmo utilizado nos motores de ignição por centelha, diferenciando-se no modo de preparação da mistura e no tipo de ignição. O combustível utilizado é o óleo diesel que inflama à temperatura e pressão elevada. Na etapa de admissão somente o ar é aspirado e, em seguida é comprimido até alcançar um estado térmico adequado. Neste instante é injetado o combustível de forma progressiva e dosificada.

Em síntese, a injeção se inicia com o transporte do combustível do tanque para a bomba injetora, passando depois ao injetor (caso seja um motor de dois tempos) ou ao cilindro de aspiração (caso o motor seja de quatro tempos), pulverizado, por fim, no cilindro. O motor diesel pode ser de quatro ou dois tempos. Neste último, aspiração, compressão, expansão e descarga são feitos em dois cursos do êmbolo. Os motores diesel de dois tempos são usados em veículos de potência média, como as motocicletas, enquanto os motores de quatro tempos são instalados em automóveis, caminhões e veículos de transporte de grande cargas, assim como em certos tipos de locomotiva.

2.1.2.4 Motores Wankel de êmbolo rotativo.

Ao contrário dos motores alternativos, que baseiam seu funcionamento na alternância das fases, os dispositivos rotativos fundamentam sua ação no giro de uma peça central. Nessa categoria, o motor de êmbolo rotativo ou Wankel, idealizado pelo engenheiro alemão Felix Wankel em 1954, destaca-se pela singularidade de sua estrutura. Este motor caracteriza-se por não apresentar válvulas, já que o próprio êmbolo regula a abertura e o escape das entradas, reduzindo, assim, as peças móveis do conjunto.

O motor Wankel consta de um corpo dentro do qual gira um êmbolo de forma triangular e lados curvos em posição excêntrica ao eixo. O movimento do êmbolo, que é de rotação dentro da câmara do motor, faz com que três câmaras de trabalho mudem constante e sucessivamente de dimensões. O êmbolo aspira a mistura ar/combustível e depois a comprime. O êmbolo continua

girando, e a mistura comprimida passa para a terceira câmara, onde uma vela faz saltar a centelha. Segue-se uma expansão e depois a descarga dos gases queimados.

2.1.3 Sistema eletrônico de ignição e de injeção de combustível

Depois da invenção do carburador por Gottlieb Daimler (1887), os motores de combustão interna passaram a usar gasolina como combustível em lugar do gás de carvão. Em 1950, surge a primeira injeção mecânica de combustível e, em 1968, entra no mercado a primeira injeção eletrônica, feita pela *Bosch* para a VW. Mais recentemente, com a chegada dos circuitos integrados, abriram-se novos caminhos em virtude de sua miniaturização, aumento da velocidade de processamento e redução dos custos de fabricação e manutenção dos sistemas, tornando possível a sua utilização nos sistemas de injeções eletrônicas que equipam a maioria dos carros fabricados hoje no mundo.

Atualmente, os sistemas de injeção e ignição eletrônicos são integrados e recebem sinais de diversos sensores dispostos no motor. Estes sinais fornecem informações necessárias para que o módulo central comande o funcionamento do motor, atuando diretamente na injeção de combustível e no ponto de ignição. A grande vantagem do uso de sistemas eletrônicos nos motores é um controle mais efetivo da quantidade de combustível no cilindro, proporcionando uma combustão mais adequada com as exigências do motor com maior economia de combustível, menores taxas de emissão de poluentes e potências mais altas.

Os sistemas de injeção utilizados atualmente são o monoponto e o multiponto cuja, diferença está no número de válvulas injetoras. O primeiro funciona com uma única válvula injetora, que distribui o combustível para todos os cilindros; já o sistema multiponto, possui uma válvula injetora para cada cilindro, proporcionando maior homogeneidade da mistura em relação ao sistema mencionado anteriormente.

Dentre os sensores utilizados atualmente nas injeções convencionais, destaca-se os sensores de temperatura do ar de admissão, da água de arrefecimento e do óleo de lubrificação; o sensor de oxigênio que mede o teor de O₂ nos gases de escape; o sensor de posição da borboleta de aceleração; o sensor de rotação do motor; o sensor de pressão no coletor de admissão; e o sensor de fluxo de ar de admissão.

2.1.4 Trabalho indicado por ciclo

O trabalho indicado por ciclo é obtido integrando-se a área fechada da curva do diagrama p - V para todo o ciclo. Este trabalho é obtido para um único cilindro, e a expressão é dada por:

$$W_{c,i} = \oint p dV \quad (1)$$

onde $W_{c,i}$ é o trabalho indicado por ciclo medido em Joules [J], p é a pressão medida em Pascal [Pa] e V é o volume medido em metros cúbicos [m³].

Em motores de ciclo de dois tempos, a equação para o trabalho indicado pode ser aplicada diretamente. No do ciclo quatro tempos, no qual são acrescentados os cursos de admissão e escape, tem-se o *trabalho indicado bruto por ciclo* ($W_{c,ig}$), que se refere ao trabalho transferido para o êmbolo somente nos cursos de compressão e expansão; o *trabalho indicado líquido por ciclo* ($W_{c,in}$), que se refere ao trabalho transferido para o êmbolo durante todo o ciclo ou ao trabalho indicado bruto por ciclo, menos o trabalho de bombeamento; e o *trabalho de bombeamento* (W_p), que se refere ao trabalho transferido entre o êmbolo e os gases durante os processos de admissão e escape. O trabalho será dos gases para o êmbolo quando a pressão de admissão for maior que a pressão de escapamento (motores super alimentados), e do êmbolo sobre os gases quando a pressão de escape for maior que a de admissão (motores aspirados).

Os trabalhos descritos anteriormente são relacionados pela equação:

$$W_{c,in} = W_{c,ig} - W_p \quad (2)$$

ou seja, o trabalho indicado líquido por ciclo é dado pela diferença entre o trabalho indicado bruto e o trabalho de bombeamento.

A relação entre a potência indicada por ciclo e o trabalho por ciclo é dado por:

$$P_{c,i} = \frac{W_{c,i} \times N}{n_r} \quad (3)$$

onde $P_{c,i}$ é a potência indicada por ciclo medida em Watts [W]; n_r é o número de cursos de potência para cada ciclo, sendo de dois para quatro tempos e de um para dois tempos; e N é o número de giros do motor [rad/s] [Heywood, 1988].

2.1.5 Torque e potência

O torque, também chamado torque efetivo, representa a habilidade do motor em produzir trabalho. Usualmente, são empregados freios hidráulicos, elétricos ou por atrito mecânico na medição dos torques. O eixo do motor é acoplado ao rotor do dinamômetro. O torque exercido pelo rotor no estator pode ser medido por uma célula de carga, conforme esquema da figura (2.1) :

$$T_b = Fxb \quad (4)$$

onde F é a força medida no transdutor do dinamômetro, e b é o braço de alavanca da posição da célula de carga.

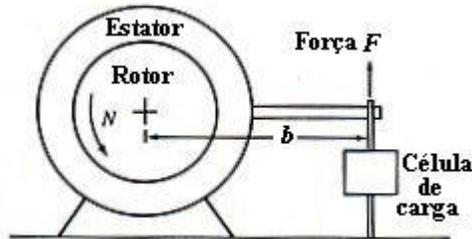


Figura (2.1). Esquema do princípio de operação de um dinamômetro. Fonte [Heywood, 1988]

A potência, também chamada de potência efetiva ou potência ao freio, representa a taxa de trabalho na unidade de tempo e é o produto do torque pela velocidade angular do motor.

$$P_b = NT \quad (5)$$

2.1.6 Dinamômetros

Dinamômetro é um instrumento utilizado a medir a intensidade das forças aplicadas sobre um corpo e tem seu funcionamento baseado na proporcionalidade entre a força aplicada a um corpo e a deformação nele produzida.

Os primeiros dinamômetros utilizados na medição de torque dos motores foram o *rope brake* e o *Prony brake*, que utilizavam o atrito mecânico e molas espirais. Eram refrigerados à água e, além de serem muito perigosos, não ofereciam medidas muito precisas. Ambos estão obsoletos e foram, conseqüentemente, substituídos por dinamômetros mais precisos. Os dinamômetros disponíveis no mercado atualmente são hidráulicos, os elétricos, os hidrostáticos, os por atrito e os

pneumáticos. A escolha do tipo de dinamômetro dependerá de sua aplicação e da exigência na precisão dos dados a serem obtidos. As principais características dos dinamômetros disponíveis no mercado são apresentadas pelos autores Plint e Martyr, 1997.

2.1.7 Eficiência mecânica

Nem toda energia produzida na combustão é convertida em potência efetiva. Parte desta energia é gasta para vencer as resistências passivas do motor, tais como o atrito entre as partes móveis, o bombeamento dos gases de admissão e escape, o acionamento dos grupos acessórios (ex. bomba de óleo), etc.

A eficiência mecânica (η_m) é, portanto, definida pela relação entre a potência produzida pela expansão dos gases no cilindro, também chamada de potência indicada, e a potência efetiva medida no eixo do motor.

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_{c,ig}} = 1 - \frac{P_f}{P_{c,ig}} \quad (6)$$

onde P_f é a potência gasta nas resistências passivas, P_b é a potência no freio, e $P_{c,ig}$ é a potência indicada bruta por ciclo. A eficiência é influenciada pela velocidade, geometria e posição da borboleta no motor. Dados experimentais mostraram que as perdas de potência devido ao atrito são proporcionais à rotação do motor, e o restante das perdas são, aproximadamente, proporcionais ao quadrado da rotação [Giacosa, 2000].

2.1.8 Pressão média efetiva

A pressão média efetiva é um parâmetro de performance muito utilizado para projeto e desenvolvimento de motores, bem como para medidas de eficiência, uma vez que os valores desse parâmetro são praticamente constantes em determinadas faixas de volumes para os motores.

A pressão média efetiva é obtida dividindo-se o trabalho efetivo por ciclo pelo volume deslocado pelo motor. Dessa forma, atinge-se um parâmetro com unidades de força por unidade de área:

$$p_{me} = \frac{P_{c,ig} \times n_R}{V_d \times N} \quad (7)$$

onde p_{me} é a pressão média efetiva medida em Pascal [Pa], V_d é o volume deslocado por ciclo medido em metros cúbicos [m³].

O parâmetro mais utilizado, uma vez que a potência bruta é difícil de ser determinada, é a pressão média efetiva no freio, pois sua determinação prática é muito simples de ser obtida em dinamômetros:

$$p_{meb} = \frac{P_b \times n_R}{V_d \times N} \quad (8)$$

onde p_{meb} é a pressão média efetiva no freio medida em Pascal [Pa].

2.1.9 Consumo específico de conversão

O consumo específico de combustível representa a taxa que o motor está convertendo o combustível em trabalho, isto é, a taxa de fluxo de combustível admitido pelo motor dividido pela potência no freio:

$$\text{bsfc} = \frac{\dot{m}_f}{P_b} \quad (9)$$

onde bsfc é o consumo específico de combustível no freio [kg/kWh], e \dot{m}_f é o fluxo de massa de combustível medido em quilograma por segundo [kg/s].

2.1.10 Eficiência volumétrica

No sistema de admissão do motor, existem várias restrições que impedem o enchimento completo do cilindro. Em motores ciclo Otto, por exemplo, as restrições podem ser o filtro de ar, a borboleta, a válvula de admissão. A eficiência volumétrica é o parâmetro utilizado para medir a taxa efetiva de volume de ar deslocado pelo pistão. A deficiência no enchimento do motor depende do seu desenho, devido a suas restrições e perdas de carga pelos dutos de admissão e, ainda, da posição da borboleta de aceleração.

$$\eta_V = \frac{2 \times \dot{m}_a}{\rho_{a,i} \times V_d \times N} \quad (10)$$

onde η_V é o rendimento volumétrico, \dot{m}_a é o fluxo de ar que entra no motor [kg/s] e $\rho_{a,i}$ é a densidade do ar na admissão [kg/m³].

2.1.11 Propriedades geométricas dos motores alternativos

A figura (2.2) mostra o conjunto pistão, biela e eixo de manivelas com suas principais dimensões, onde D é o diâmetro do cilindro, L o curso do pistão, l o comprimento da biela, a o raio de giração do eixo de manivelas, θ o ângulo do eixo de manivelas.

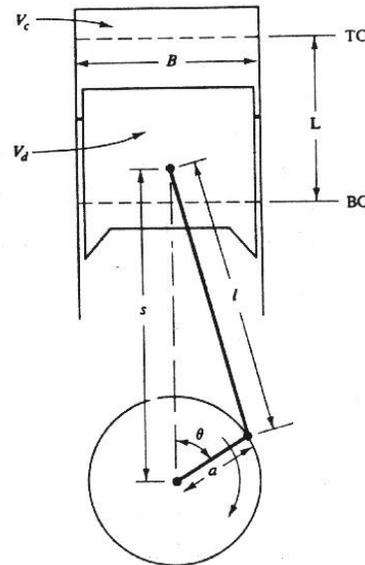


Figura (2.2). Geometria do cilindro, biela e eixo de manivelas. Fonte: [Heywood, 1988]

Os parâmetros que definem a geometria básica de um motor alternativo, conforme figura (2.2) são:

- Tacha de compressão: é o quociente entre o máximo e o mínimo volume do cilindro, ou seja:

$$r_c = \frac{V_{cilindro} + V_{câmara}}{V_{câmara}} \quad (11)$$

- Relação diâmetro-curso:

$$R_{CL} = \frac{D}{L} \quad (12)$$

- Relação entre o comprimento da biela e o raio do eixo de manivelas:

$$R = \frac{l}{a} \quad (13)$$

- Relação entre o curso e o raio do eixo de manivelas:

$$L = 2a \quad (14)$$

- Volume do cilindro V a uma posição θ do eixo de manivelas é:

$$V = V_C + \frac{\pi B^2}{4} (l + a - s) \quad (15)$$

onde s é a distância entre o centro do eixo de manivelas e o centro do pino do pistão, e é dada por:

$$s = a \cos \theta + (l^2 - a^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} \quad (16)$$

- A superfície total da câmara de combustão, para uma dada posição θ do eixo de manivelas, é dada por:

$$A = A_{ch} + A_p + \pi B(l + a - s) \quad (17)$$

onde A_{ch} é a área da câmara compreendida pelo cabeçote, e A_p é a superfície da cabeça do pistão.

- A velocidade média do êmbolo é definida por:

$$\overline{S_p} = 2LN \quad (18)$$

onde N é a velocidade angular do eixo de manivelas. Para se analisar o comportamento do motor em relação à velocidade, a velocidade média do pistão é um parâmetro mais apropriado que a velocidade angular. A velocidade instantânea do pistão é obtida pela equação:

$$S_p = \frac{ds}{dt} \quad (19)$$

A velocidade do pistão é zero no início do ciclo, atinge um máximo próximo ao meio desse e diminui para zero no fim do ciclo. Diferenciando a equação (16) segue que:

$$\frac{S_p}{\overline{S_p}} = \frac{\pi}{2} \sin \theta \left[1 + \frac{\cos \theta}{\left(R^2 - \sin^2 \theta \right)^{\frac{1}{2}}} \right] \quad (20)$$

A resistência ao fluxo dos gases no motor e as tensões, devido à inércia das partes em movimento, limitam a máxima velocidade média do pistão a uma faixa entre 8 e 15 m/s. Motores de automóveis operam em um limite superior a essa faixa, enquanto que motores maiores, especialmente os Diesel, operam próximo ao limite inferior.

Os valores típicos para a taxa de compressão (r_c) é de 8 a 12 para motores ciclo Otto, e de 12 a 24 para motores ciclo Diesel. Para a relação diâmetro/curso (D/L), é de 0,8 a 1,2 para motores ciclo Otto pequenos e médios, caindo para cerca de 0,5 para motores ciclo Diesel, maiores e mais lentos. Para a relação entre o comprimento da biela e o raio do eixo de manivelas (R), é de 3 a 4 para motores pequenos e médios, aumentando para cerca de 5 a 9 para motores ciclo Diesel [Heywood, 1988].

2.1.12 Emissão específica e índice de emissões

Os níveis de emissões, conforme descrito por Vilanova, 1998 são medidos em partes por milhão (ppm), partes por cem ou percentual de volume; porém é comum indicá-los em emissão específica, que relaciona o fluxo de gases poluentes com a potência efetiva medida. Costuma-se utilizar os níveis de emissões como parâmetro de avaliação ou de comparação dos motores. A emissão de poluentes mais importantes são a do óxido de nitrogênio (NO_x), a do monóxido de carbono (CO) e a dos hidrocarbonetos não queimados (HC).

$$sNO_x = \frac{\dot{m}_{NO_x}}{P_b} \times 3,6 \times 10^9 \quad (21)$$

$$sCO_x = \frac{\dot{m}_{CO_x}}{P_b} \times 3,6 \times 10^9 \quad (22)$$

$$sHC_x = \frac{\dot{m}_{HC_x}}{P_b} \times 3,6 \times 10^9 \quad (23)$$

onde sNO_x é a emissão específica do NO_x [g/kW.h], sCO_x é a emissão específica do CO_x [g/kW.h], sHC_x é a emissão específica do HC_x [g/kW.h], \dot{m}_{NO_x} é o fluxo de massa do NO_x nos gases de escape [kg/s], \dot{m}_{CO_x} é o fluxo de massa do CO_x nos gases de escape [kg/s], \dot{m}_{HC_x} é o fluxo de massa do HC_x nos gases de escape [kg/s].

Utiliza-se, também, a normalização da emissão de poluentes em relação ao fluxo de combustível de entrada, chamado de índice de emissões (IE_{xx}), ou seja:

$$IE_{xx} = \frac{\dot{m}_{xx}}{\dot{m}_f} \times 10^3 \quad (24)$$

onde IE_{xx} é o índice de emissões do poluente xx [g/kg], \dot{m}_{xx} é o fluxo de massa do poluente xx [kg/s], e \dot{m}_f é o fluxo de massa do combustível admitido [kg/s].

Os motores ciclo Otto e ciclo Diesel são as maiores fontes de poluição urbana, conforme descrito por Heywood, 1988. A figura (2.3) mostra qualitativamente como as emissões de NO, CO e HC dos gases de escape variam em relação à mistura combustível/ar (ϕ). Os motores ciclo Otto podem operar da faixa estequiométrica até levemente rica. Nota-se que, na parte esquerda da figura (2.3), onde a mistura é pobre, os níveis de emissão são menores; do lado direito há um aumento na emissão de HC e CO. Na partida do motor, enquanto está frio, a vaporização do combustível é baixa e, por essa razão, faz-se necessário o enriquecimento da mistura até que atinja a condição de temperatura ideal. Nessa condição, de mistura rica, a emissão de CO e HC são altas. A formação de óxido nítrico (NO) ocorre nas altas temperaturas dos gases queimados, por meio de reações químicas, envolvendo moléculas e átomos de nitrogênio e de oxigênio.

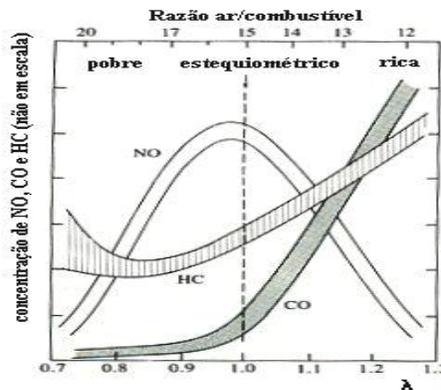


Figura (2.3). Concentração de HC, CO e NO nos gases de escape, ciclo Otto. Fonte: [Heywood, 1988]

2.1.12.1 Controle de emissão de poluentes com conversores catalíticos

Os conversores catalíticos usados em motores de ignição por centelha consistem de pequenas células em forma de colméia, com paredes finas, recobertas por metais nobres ativos, por onde os gases de escape são forçados a passar. A função dos metais ativos é a de oxidar o CO e o HC e reduzir o NO_x .

A colméia é confeccionada em um único bloco, recoberta com elementos ativos por processos de calcinação, realizados a uma temperatura em torno de 400°C a 500°C. A camada de metais depositada tem espessura de 20 µm a 60µm e é calculada para permitir uma mínima resistência à difusão afim de que a oxidação e a redução dos gases ocorra no menor tempo possível, diminuindo o volume do catalisador [Vilanova, 1998].

2.1.12.2 Controle de emissão de poluentes com válvula EGR

O sistema EGR (válvula de recirculação dos gases de escapamento) é usado para reduzir os níveis de emissão de óxidos de nitrogênio (NO_x), causados pelas altas temperaturas de combustão através da readmissão dos gases queimados. A temperatura de combustão varia inversamente proporcional à fração de gases recirculados, devido à diluição da mistura a ser queimada.

Admite-se que até 30% dos gases do escapamento podem ser recirculados e reduzir substancialmente a emissão de óxidos de nitrogênio, porém, o aumento da diluição, que empobrece a mistura, causa deficiência na combustão.

A passagem de gases queimados pela válvula EGR depende da depressão no coletor de admissão, sendo de maior intensidade em cargas parciais, e da válvula termopneumática. A válvula termopneumática é a responsável pelo fechamento da válvula EGR quando o motor estiver funcionando em temperatura inferior à ideal [Vilanova, 1998].

2.1.12.3 Controle de emissão de poluentes por separador de vapores e cânister

O separador de vapor e o cânister são utilizados também para minimizar a emissão de poluentes. O separador de vapores localiza-se na linha de pressão, entre a bomba de combustível e o carburador. Sua função é a de separar os vapores formados por aquecimento e reconduzi-los ao reservatório através de uma linha de retorno, juntamente com o excesso de combustível. O cânister utilizado nos motores mais modernos evita a emissão evaporativa de hidrocarbonetos para a atmosfera, acumulando-os em um filtro de carvão ativado e liberando-os somente quando expostos a um fluxo de ar.

O sistema de funcionamento do cânister é dividido na fase de acumulação de vapores e na fase de recuperação. A fase de acumulação de vapores acontece quando o motor está desligado e, devido à temperatura ambiente elevada ou temperatura do motor, o combustível contido na linha de

alimentação evapora, provocando um aumento da pressão interna do sistema. Nessa condição de aumento de pressão, abre-se uma passagem por meio de válvulas, que conduz os vapores para o filtro de carvão ativado. A fase de recuperação acontece quando o motor é ligado e ocorre o fechamento da válvula controladora de pressão pela ação da depressão no coletor de admissão. Inicia-se, assim, o processo de purificação do filtro por meio da passagem do ar de admissão pelo carvão ativado. O combustível acumulado no filtro será arrastado pelo fluxo de ar para o coletor de admissão e queimado durante a combustão [Vilanova, 1998].

2.2 Combustão

A combustão é uma reação de oxidação rápida de uma substância geralmente acompanhada pela geração de calor e luz em forma de chama. O processo começa quando o sistema atinge a temperatura de ignição, prossegue espontaneamente e cessa quando é alcançado o equilíbrio entre a energia calorífica total dos reagentes e dos produtos.

2.2.1 Termoquímica da combustão

As características da propagação relativa da chama, proveniente da reação de combustão, dependem substancialmente da mistura ar/combustível não queimada. A existência de movimento da chama implica uma reação limitada a uma zona pequena em volume comparada às dimensões de todo o conjunto; no caso de um motor, a câmara de combustão. A forma de propagação espacial da frente da chama resulta da força entre a reação química, o processo de transporte de massa e condução de calor e a dinâmica dos gases. O regime estacionário é alcançado quando há um balanço entre a geração de calor e espécies ativas, que aceleram a reação química, com o resfriamento dos reagentes governados pela velocidade de convecção [Heywood, 1988].

A propagação da chama, nos motores ciclo Otto, é influenciada, principalmente, pela rotação do motor, pressão de admissão, tamanho e curso do êmbolo, relação entre as pressões de admissão e descarga, número de Reynolds, forma da câmara de combustão e pela posição da vela. A temperatura de admissão, umidade atmosférica e temperatura de operação do motor têm pequeno efeito sobre a velocidade da chama [Taylor, 1962].

Os tipos de chamas são usualmente classificados de três maneiras: pela composição do reagente quando entra na zona de reação, que pode ser pré-misturado ou homogeneizado pelo

processo de difusão; pelo fluxo dos gases laminar ou turbulento na zona de reação; e pelo regime estacionário ou transiente da chama. O ciclo Otto é caracterizado por pré-misturado, regime transiente devido ao ciclo de operação, escoamento turbulento e propagação no estado gasoso. O ciclo diesel caracteriza-se por difusão, regime transiente, turbulência, e o combustível inicialmente no estado líquido [Heywood, 1988].

2.2.2 Composição do ar e combustíveis

Nos motores 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 (2.1) mostra as proporções relativas dos maiores constituintes do ar seco.

Tabela (2.1). Principais constituintes do ar seco. Fonte: [Heywood, 1988].

gás	Ppm por volume	Peso molecular	Fração molar	Relação molar
O ₂	209.500	31.998	0.2095	1
N ₂	780.900	28.012	0.7905	3.773
A	9.300	38.948		
CO ₂	0.300	40.009		
ar	1000.000	28.962	1.0000	4.773

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. A partir da tabela (2.1), pode-se escrever a relação:

$$\frac{1 - 0.2095}{0.2095} = 3.775 \quad (25)$$

ou seja, para cada mol de oxigênio, tem-se 3.775 mols de gases inertes no ar. O peso molecular do ar pode ser obtido dos dados descritos na tabela (2.1), como 28.962 kg/mol. O peso molecular do nitrogênio aparente existente no ar atmosférico pode ser calculado como segue:

$$M_{aN_2} = \frac{28.962 - 0.2095 \times 31.998}{1 - 0.2095} = 28.16 \quad (26)$$

As espécies de gases que compõem o fluido de trabalho em motores de combustão interna (ex. oxigênio, nitrogênio, vapor de combustível, dióxido e carbono, vapor de água, etc.) podem ser tratadas como gás ideal. A densidade do ar seco (ρ) pode ser calculada a partir da equação de estado dos gases ideais, com a constante particular do gás é de $R=8314.3 \text{ J/kmol.K}$ e o peso molecular é de $M=28.962$.

$$\rho(\text{kg}/\text{m}^3) = \frac{0.003483 p_a (\text{Pa})}{T(\text{K})} \quad (27)$$

onde p_a é a pressão atmosférica, e T é a temperatura de entrada do ar de admissão no motor.

O ar, entretanto, contém vapor d'água, que depende da temperatura e do grau de saturação. Tipicamente, a proporção da massa de ar varia em torno de 1%, mas pode chegar a 4% em condições extremas. A umidade relativa é definida como sendo a relação entre a fração molar do vapor na mistura e a fração molar do vapor numa mistura saturada à mesma temperatura e pressão total. A umidade de uma mistura ar/vapor d'água é usualmente estabelecida através das temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido. Essas temperaturas são medidas a partir de um psicrômetro, que consiste em dois termômetros, normalmente de mercúrio, com bulbos cilíndricos, um dos quais envolto em tecido de algodão mergulhado em água destilada. Ao redor dos termômetros, deve-se fazer circular uma corrente de ar, que pode ser mantida por um ventilador. Em geral, são necessárias velocidades de ar maiores que de 3 m/s para que o calor transferido por convecção seja grande em comparação ao transferido por radiação [Taylor, 1962]. Os efeitos da umidade nas propriedades do ar são mostrados na figura (2.4).

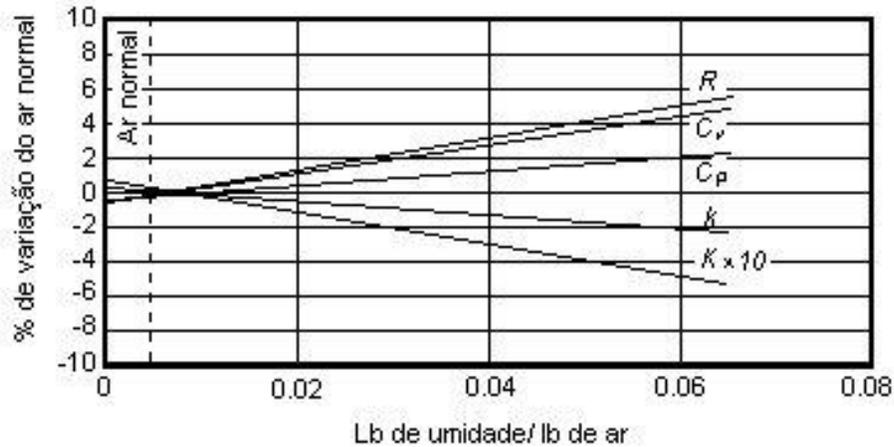
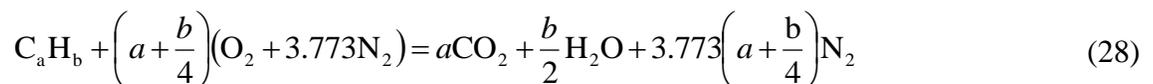


Figura (2.4). Efeito da umidade nas propriedades do ar. Fonte: [Taylor, 1962]

onde R é a constante do gás, c_v e c_p são os calores específicos a volume e pressão constantes e k é a condutividade térmica.

2.2.3 Combustão estequiométrica

As relações de combustão são chamadas, quando balanceadas quimicamente, de estequiométricas e dependem da conservação de massa de cada elemento químico dos reagentes, da composição relativa do elemento combustível e da proporção necessária entre o combustível e o ar. 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). Em geral, a combustão em motores realiza-se a partir do ar atmosférico que apresenta, para cada mol de oxigênio, 3.773 mols de nitrogênio atmosférico, conforme verificou-se na tabela (2.1) Dessa forma, num processo de combustão completa de um hidrocarboneto de composição molecular C_aH_b com o ar, a equação geral será:



A equação (28) [Heywood, 1988], define a proporção estequiométrica entre o ar e o combustível, ou seja, a quantidade suficiente de oxigênio para converter todo o combustível em produto completamente oxidado. Considerando os pesos moleculares do oxigênio, nitrogênio atmosférico, carbono atômico e hidrogênio como 31.998, 28.16, 12.011 e 1.008 respectivamente,

pode-se reescrever a equação (28) para obtenção da relação ar/combustível, dependendo somente da composição do hidrocarboneto CH_y , onde $y=b/a$.

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{\text{massa de ar}}{\text{massa de combustível}} = \frac{(1 + y/4) \times (32 + 3.773 \times 28.16)}{12.011 + 1.008y} = \frac{34.56(4 + y)}{12.011 + 1.008y} \quad (29)$$

onde A é a massa de ar, F é a massa de combustível, s representa a condição estequiométrica e y é a relação entre o número de carbono e hidrogênio do combustível ($y=b/a$).

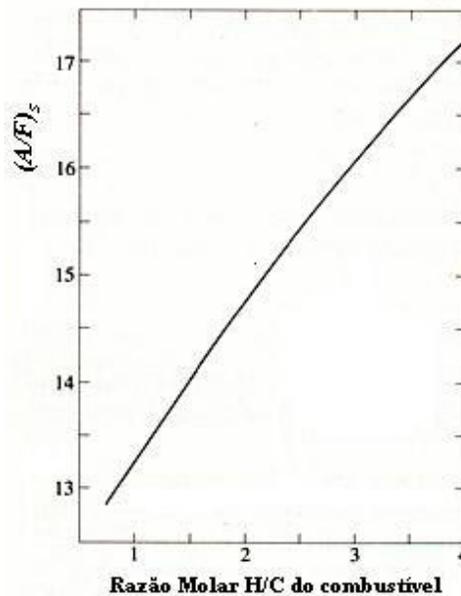


Figura (2.5). Variação de mistura ar/combustível $(A/F)_s$ em a relação ao hidrogênio/carbono existentes no combustível, desde o benzeno ($y=1$) até o metano ($y=4$). Fonte: [Heywood, 1988]

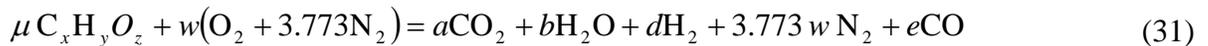
A mistura ar/combustível, quando está com excesso de combustível, é chamada de mistura rica e caracteriza-se por apresentar, além do CO_2 e do H_2O , outros produtos, tais como CO e H_2 . Por outro lado, quando há excesso de ar é chamada de mistura pobre. A variável λ representa a relação ar/combustível utilizada (instantânea) com a relação ar/combustível estequiométrica (s). Os valores de λ variam conforme descritos na tabela (2.2) Utiliza-se também o ϕ , que representa o inverso de λ .

$$\lambda = \phi^{-1} = \frac{(A/F)_{real}}{(A/F)_s} \quad (30)$$

Tabela (2.2). Condições de λ e de ϕ para mistura pobre, rica e estequiométrica.

Mistura	λ	ϕ
rica	<1	>1
pobre	>1	<1
estequiométrica	=1	=1

Quando o combustível contém oxigênio, é necessário incluí-lo no balanço entre os reagentes e os produtos, resultando na seguinte equação:



onde μ é o excesso de combustível em relação à quantidade necessária na combustão estequiométrica; w, a, b, c, d, e são os coeficientes para o balanço químico.

A relação entre os coeficientes e/d é uma constante e de razão 2 ($e/d=2$) para um motor ciclo Otto alimentado por hidrocarbonetos, independentemente da razão H/C do combustível [Heywood, 1988]. Fazendo-se o balanço químico da equação (31), pode-se definir que :

$$C: \mu x = a + e = a + 2d;$$

$$H: \mu y = 2b + 2d;$$

$$O: \mu z + 2w = 2a + b + e = 2a + b + 2d.$$

Relacionando as equações acima e isolando w , obtém-se a relação $w = x + y/4 - z/2$, onde w representa a quantidade de mols de oxigênio necessários para reagir com cada mol de combustível.

A partir do balanço químico na equação (31), pode-se concluir que o número de mols dos produtos (n_o) e dos reagentes (n_i) pode ser calculado pelas seguintes equações:

$$n_o = a + b + d + e + 3.773 w = a + b + 3d + 3.773w \quad (32)$$

$$n_i = \mu + w + 3.773 w = \mu + 4.773w \quad (33)$$

A relação entre o número de mols dos produtos e dos reagentes é definida como delta mol (Δmol):

$$\Delta mol = n_o / n_i = \frac{\left(x + \frac{y}{2}\right)\mu + 3.773w}{\mu + 4.773w} \quad (34)$$

A figura (2.6) mostra a relação da quantidade de mols dos reagentes e dos produtos, referentes aos combustíveis tolueno e mtbe, definida pela equação (34). Durante a combustão há expansão molar pois o peso molecular dos produtos é menor que dos reagentes. Pode-se verificar na figura (2.6) que a relação molar aumenta com o excesso de combustível (μ). A medida em que a mistura é enriquecida ocorre um aumento da taxa de expansão molar que depende do tipo de combustível. Conforme mostrado na figura (2.6) a taxa de expansão do mtbe é maior do que no tolueno. A expansão molar aumenta a pressão no cilindro e, conseqüentemente, a potência no motor.

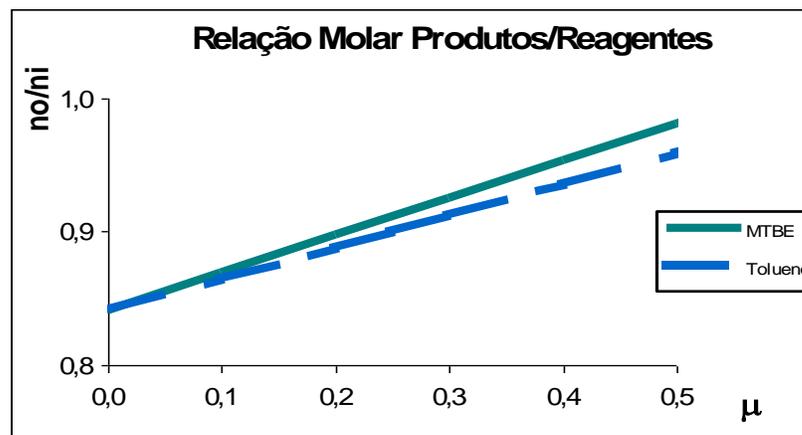


Figura (2.6). Expansão molar produtos/reagentes

2.2.4 Efeitos da razão de mistura ar/combustível

Um motor ciclo Otto gasolina pode operar em razões de mistura ar/combustível na faixa de 8:1 a 20:1, ou seja, desde mistura pobre à mistura rica. A relação entre a potência e o consumo específico de combustível pode ser medida variando as razões da mistura ar/combustível com a borboleta totalmente aberta e a rotação constante. Os resultados podem ser apresentados na forma de *Curva de Hook*, que mostra a relação entre o consumo específico ($bsfc$) e a pressão média efetiva ($b MEP$), [Plint & Martyr, 1997].

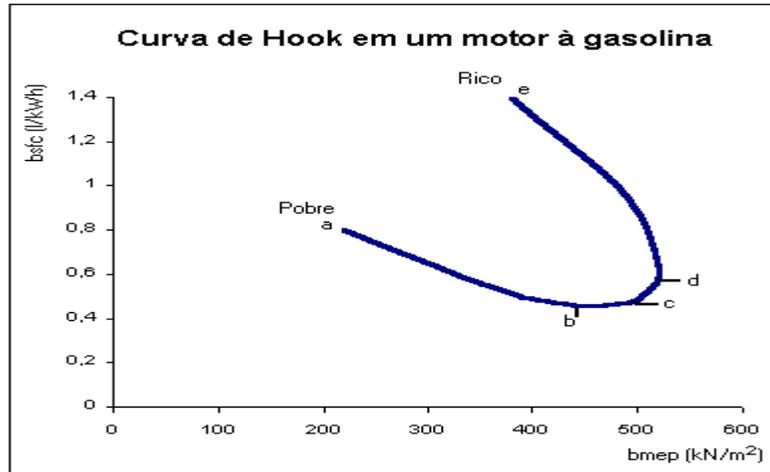


Figura (2.7). Curva de Hook, consumo em um motor ciclo Otto. Fonte:[Plint & Martyr, 1997]

Onde:

- O ponto *a* corresponde à mistura pobre, na qual o motor está operando. Nesse ponto, a potência é bastante reduzida, e o consumo específico pode chegar a duas vezes mais do que o consumo específico de melhor eficiência;
- O ponto *b* corresponde ao melhor desempenho do motor (maior eficiência térmica);
- O ponto *c* corresponde à razão estequiométrica da mistura;
- O ponto *d* corresponde à máxima potência, mas o consumo específico é cerca de 10% maior do que o consumo específico do ponto de máxima eficiência térmica (ponto *b*);
- O ponto *e* corresponde ao máximo valor de mistura rica em que o motor pode operar.

Cabe ainda ressaltar algumas características importantes relacionadas à razão ar/combustível, tais como:

- Para misturas ricas a partir da zona de máxima potência em direção à mistura estequiométrica, tem-se uma combustão rápida e de chama azul, que cessa rapidamente no ciclo de expansão.
- Tornando a mistura mais pobre ainda, esta se propagará durante o ciclo de expansão, ocasionando retorno de explosões no coletor de admissão;

Por outro lado, tornando a mistura mais rica que a de máxima potência, ocorrerá formação de chama amarela devido a partículas incandescentes de carbono que se propagam até a abertura da válvula de escape, podendo ocasionar explosões no sistema de exaustão.

A figura (2.8) mostra como o calor específico da mistura queimada à pressão constante ($C_{p,b}$) varia em relação à composição da mistura não queimada (ϕ) para as temperaturas de 1750K, 2250K e 2750K a 30 atm. Verifica-se na figura (2.8) que o máximo valor do calor específico à pressão constante ocorre próximo da região estequiométrica ($\phi=1$), onde se tem também a máxima energia térmica disponibilizada. Estas curvas foram calculadas a partir das funções polinomiais com seus respectivos coeficientes conforme descrito por Heywood, 1988.

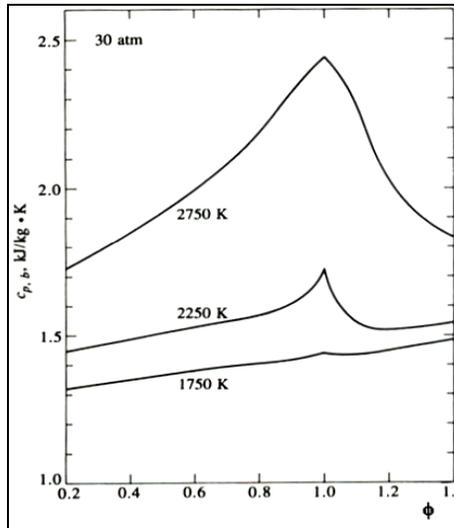


Figura (2.8). Calor específico à pressão constante de gases queimados em equilíbrio em função da composição da mistura combustível/ar (ϕ) para as temperaturas de 1750, 2250 e 2750 K a 30 atm. Combustível isoctano. Fonte: [Heywood, 1988]

2.2.5 Composição dos gases de escape

A figura (2.9) mostra a composição dos gases de exaustão em relação à mistura combustível/ar de um isoctano em motores de ciclo Otto. A composição dos gases é diferente na parte rica e da mistura. Na mistura pobre, à medida que diminui ϕ , há um decréscimo da concentração de CO_2 , um aumento da concentração de oxigênio e os níveis de CO aproximam-se de zero ($\sim 0,2$ a $0,3$ %). Na mistura rica, entretanto, as concentrações de CO e H_2 com o aumentam, a concentração de CO_2 diminui e os níveis de O_2 aproximam-se de zero ($\sim 0,2$ a $0,3\%$). Na composição estequiométrica da mistura tem-se, tipicamente, $0,5$ % de oxigênio e $0,75\%$ de CO.

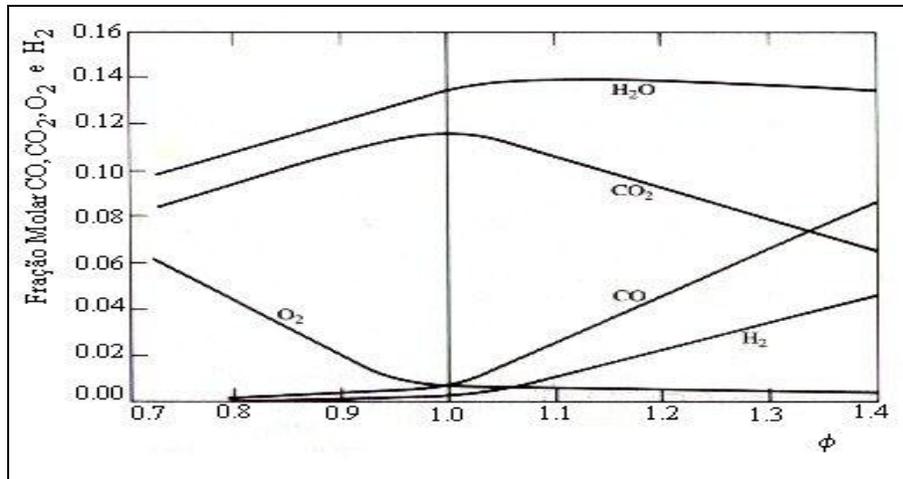


Figura (2.9). Composição dos gases de escape em relação (ϕ). Fonte: [Heywood, 1988]

2.2.6 Entalpia de formação

Nos combustíveis formados por hidrocarbonetos simples ou de composição desconhecida, a energia interna pode ser obtida através da entalpia de formação dos reagentes e dos produtos. A entalpia de formação $\tilde{\Delta h}_f^\circ$ de um componente químico é o aumento de entalpia associado com a reação de formação de um mol do componente a partir de seus elementos. Atribui-se para cada elemento, um estado padrão termodinâmico a uma determinada temperatura. O estado padrão é denotado pelo superíndice $^\circ$. Faz-se necessária a escolha de estados de referência em uma base comum e consistente, pois é possível que haja mudanças, provenientes de reações químicas, nas propriedades termodinâmicas, o que resultaria em uma alteração na quantidade de uma substância. Para uma determinada reação, considerando gases ideais com todas as substâncias em volume um de controle a uma determinada condição de referência, a primeira lei da termodinâmica pode ser escrita como:

$$Q_{v.c.} + \sum_R n_i \tilde{\Delta h}_{f,i} = \sum_P n_o \tilde{\Delta h}_{f,o} \quad (34)$$

onde os índices R e P referem-se, respectivamente, aos reagentes e produtos, o subíndice i refere-se ao estado da substância quando entra no volume de controle, e o subíndice o refere-se ao estado da substância quando sai do volume de controle.

A tabela (2.3) mostra as entalpias de formação de alguns combustíveis hidrocarbonetos.

Tabela (2.3). Entalpias de formação padrão. Referência a 25°C 1 atm. Fonte: [Heywood, 1988]

espécie	estado	$\tilde{\Delta h}_f^\circ$, MJ/kmol
O ₂	gás	0
N ₂	gás	0
H ₂	gás	0
C	gás	0
CO ₂	gás	-393.52
H ₂ O	gás	-241.83
H ₂ O	líquido	-285.84
CO	gás	-110.54
CH ₄	gás	-74.87
C ₃ H ₈	gás	-103.85
CH ₃ OH	gás	-201.17
CH ₃ OH	líquido	-283.58
C ₈ H ₁₈	gás	-208.45
C ₈ H ₁₈	líquido	-249.35

A entalpia de combustão é definida como a diferença entre a entalpia dos produtos e a entalpia dos reagentes, quando ocorre combustão completa a uma dada temperatura e pressão [Heywood, 1988].

2.2.7 Poder calorífico

O poder calorífico representa a quantidade de calor transferido durante a combustão ou reação, à temperatura constante. Quando o processo for à pressão constante ou regime permanente, conclui-se que, pela primeira lei da termodinâmica, o poder calorífico será igual à entalpia de combustão com o sinal contrário; e, no caso do volume constante, o poder calorífico será igual à energia interna de combustão com sinal contrário, ou seja:

$$Q_{HV_p} = -(\Delta H)_{p,T_0} \quad (35)$$

$$Q_{HV_v} = -(\Delta U)_{v,T_0} \quad (36)$$

O poder calorífico pode ser superior e inferior. O Poder Calorífico Superior (PCS) ocorre quando considera-se a água nos produtos da combustão no seu estado líquido; e o Poder Calorífico Inferior (PCI), quando a água é considerada no seu estado de vapor. A relação entre os poderes caloríficos é:

$$Q_{HHV_p} = Q_{LHV_p} + \left(\frac{m_{H_2O}}{m_f} \right) h_{fgH_2O} \quad (37)$$

onde Q_{HHV_p} é o poder calorífico superior (PCS), Q_{LHV_p} é o poder calorífico inferior (PCI), (m_{H_2O}/m_f) é a razão entre a massa de H_2O dos produtos com a massa de combustível queimado. No caso do volume constante, as expressões podem ser escritas similarmente, utilizando a energia interna u_{fgH_2O} no lugar da entalpia h_{fgH_2O} . Os valores do poder calorífico são normalmente utilizados à pressão constante, pois a diferença do poder calorífico a volume constante é muito pequena.

2.2.8 Processo de combustão adiabático

Considerando um processo de combustão adiabático a volume constante, sem envolver trabalho, variação de energia cinética e potencial, a lei da termodinâmica pode ser escrita da seguinte forma:

$$U_p - U_R = 0 \quad (38)$$

onde U_p e U_R são avaliados para a mesma condição de referência. Em geral, as tabelas e os gráficos de energia interna e entalpia dos reagentes e produtos são desenvolvidos em função de uma temperatura de referência (T_0), ou seja, são tabulados os valores de $U(T)-U(T_0)$ e $H(T)-H(T_0)$, portanto:

$$U_p(T_0) - U_R(T_0) = (\Delta U)_{v,T_0} \quad (39)$$

inserindo-se a equação (39) na equação (38), segue que:

$$[U_p(T) - U_p(T_0)] - [U_R(T) - U_R(T_0)] = -(\Delta U)_{v,T_0} \quad (40)$$

analogamente, para o processo à pressão constante, segue que:

$$H_p - H_R = 0 \quad (41)$$

e,

$$[H_p(T) - H_p(T_0)] - [H_R(T) - H_R(T_0)] = -(\Delta H)_{v,T_0} \quad (42)$$

A temperatura final dos produtos, em um processo de combustão adiabático, é chamada de temperatura adiabática da chama. Para um dado combustível e uma dada pressão e temperatura dos reagentes, a máxima temperatura adiabática da chama pode ser atingida com a mistura estequiométrica. A temperatura adiabática da chama pode ser controlada pela quantidade de excesso de ar utilizado [Heywood, 1998].

2.2.9 Eficiência de combustão η_c

Nos processos de combustão em motores, ocorre a formação de produtos não completos (ex. CO, H₂, hidrocarbonetos não queimados, fuligem) bem como de produtos da combustão completa (ex. CO₂, H₂O). Em um processo adiabático em que ocorra combustão completa, a temperatura dos produtos equivale à temperatura adiabática da chama [Heywood, 1988]. Em processos reais, entretanto, a temperatura adiabática não é alcançada, pois a combustão não é absolutamente completa, nem mesmo na zona estequiométrica da mistura. A eficiência da combustão é definida, portanto, como sendo a relação entre a energia química ideal (adiabático) do combustível e a energia química real do processo. As perdas acontecem devido à troca de calor com o meio, à turbulência na câmara de combustão, à vaporização do combustível, etc.

Considerando um volume de controle em um motor em que o fluxo de reagentes (ar/combustível) está entrando no sistema, e o fluxo dos produtos (gases de escape) está saindo do sistema, uma quantidade de massa (m), que entra no volume de controle, liberará uma energia química líquida, dada pela equação:

$$H_R(T_A) - H_P(T_A) = m \left(\sum_{i, \text{reagentes}} n_i \Delta h_{f,i}^{\tilde{0}} - \sum_{i, \text{produtos}} n_i \Delta h_{f,i}^{\tilde{0}} \right) \quad (43)$$

onde n_i é o número de mols da espécie i dos reagentes e dos produtos por unidade de massa do fluido de trabalho e T_A é a temperatura ambiente. As propriedades, tais como temperatura e pressão, são tomadas nas condições de pressão atmosférica.

A quantidade de energia fornecida pelo combustível para o volume de controle é dada pelo produto da massa de combustível (m_f) pelo seu poder calorífico (Q_{HV}). A eficiência da combustão é dada, portanto, por:

$$\eta_c = \frac{H_R(T_A) - H_P(T_A)}{m_f Q_{HV}} \quad (44)$$

Na prática, nem toda energia do combustível fornecida ao motor é liberada pelo processo de combustão, pois esse ocorre de forma incompleta. A eficiência de combustão, definida pela equação (44), é sempre menor do que a unidade. A figura (2.10) mostra como a eficiência da combustão varia com a relação ar/combustível em motores de combustão interna. Em motores ciclo Otto, a eficiência da combustão varia entre 95% e 98%. Para motores ciclo diesel, por trabalharem normalmente com misturas mais pobres, a eficiência é normalmente superior a 98%. [Heywood, 1988].

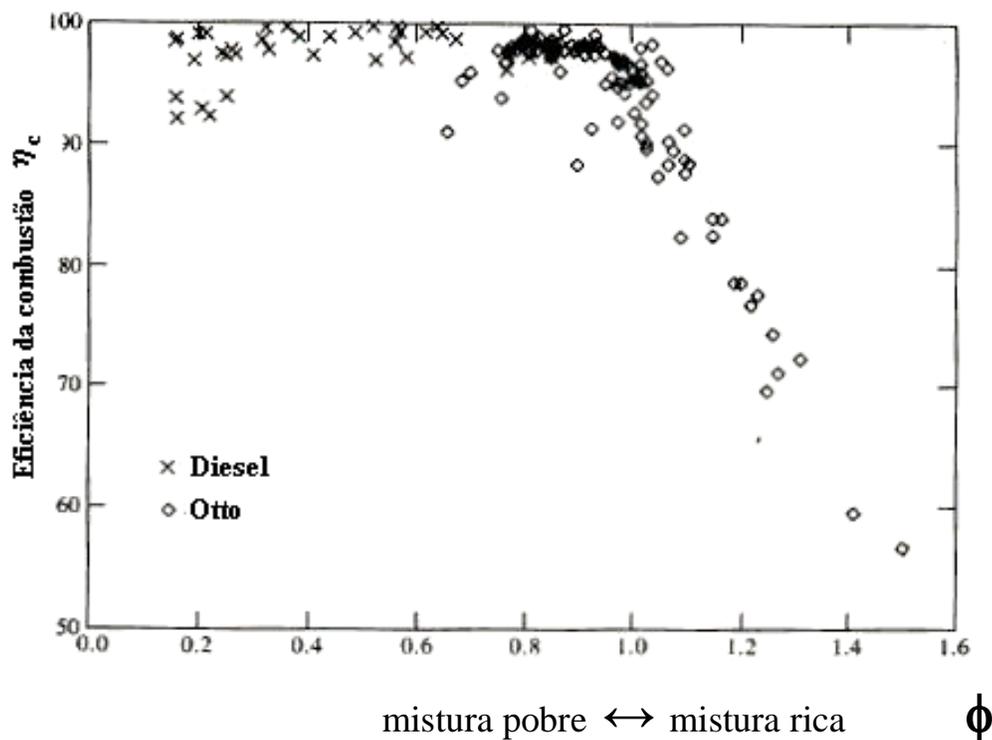


Figura (2.10). Eficiência da combustão em relação à ϕ . Fonte: [Heywood, 1988]

2.2.10 Eficiência térmica η_t

A eficiência térmica estabelece a relação entre o trabalho real por ciclo com a quantidade de energia química fornecida durante o processo de combustão definida como:

$$\eta_t = \frac{W_c}{H_R(T_A) - H_P(T_A)} = -\frac{W_c}{(\Delta H)_{TA}} = \frac{W_c}{\eta_c m_f Q_{HV}} \quad (45)$$

A relação entre a conversão térmica e a eficiência de combustão para um determinado combustível é chamada de eficiência de conversão de combustível (η_f) determinada por:

$$\eta_f = \eta_c \eta_t \quad (46)$$

Conforme Heywood, 1988, a eficiência da conversão do combustível (η_f) decresce com o inverso do enriquecimento da mistura ($\eta_f \cong 1/\phi \rightarrow \phi > 1$), devido ao decréscimo da eficiência de combustão, associada ao enriquecimento da mistura. Por outro lado, aumenta linearmente com o empobrecimento da mistura ($\eta_f \cong \phi \rightarrow \phi < 1$).

A figura (2.11) mostra o consumo específico de combustível, a pressão média efetiva e a eficiência de conversão de combustível de um motor Ciclo Otto com 6 cilindros, borboleta totalmente aberta à 1200 rpm. A mistura combustível/ ar foi preparada de duas maneiras: diretamente no carburador e em um vaporizador colocado dentro do tanque de combustível para uniformizar a mistura.

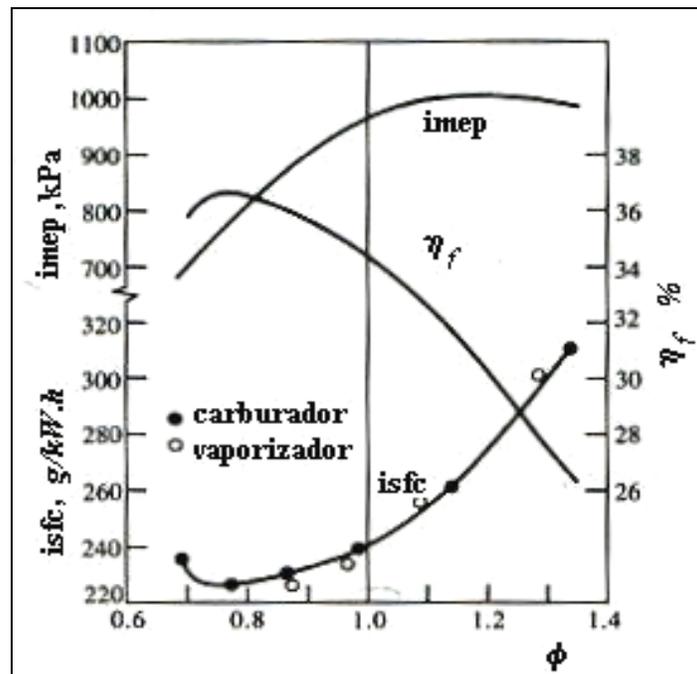


Figura (2.11). Variação da pressão média indicada, consumo específico e eficiência de conversão de combustível em relação à mistura combustível/ar (ϕ) em um motor 6 cilindros, Ciclo Otto, borboleta totalmente aberta à 1200 rpm. Fonte: [Heywood, 1988]

2.2.11 Equilíbrio químico

Postula-se que um sistema isolado está em equilíbrio quando não há possibilidade de qualquer trabalho no seu meio. Para que haja o equilíbrio, é necessário que todo o sistema esteja na mesma temperatura e não apresente uma força mecânica desbalanceada. Conforme descrito por Van Wylen e Sonntag, 1993, a função de Gibbs é uma que define os critérios de equilíbrio e, no caso de uma reação química, o estado de equilíbrio ocorre quando a função de Gibbs é mínima.

Conforme Heywood, 1988, pode-se obter boa uma aproximação no desempenho de um motor, considerando a queima dos gases produzidos pela combustão da mistura ar/combustível como estando no estado de equilíbrio químico, ou seja, na reação química pela qual as espécies individuais dos gases queimados reagem juntas, onde são produzidos e removidos cada espécie a taxas iguais.

Para que um sistema esteja em equilíbrio, é necessário que os intervalos de tempo nas reações químicas sejam pequenos comparados com os intervalos nos quais o sistema troca de condição, como temperatura e pressão. Os processos químicos em motores não estão frequentemente em equilíbrio, são controlados pelas taxas nas quais a reação química converte reagentes em produtos, dependendo da concentração dos reagentes, da temperatura e da presença do catalisador.

Várias reações químicas importantes em combustão são binárias, em que dois reagentes, M_a e M_b , formam dois produtos moleculares M_c e M_d , ou seja:



A figura (2.12) mostra como variam a pressão e a temperatura em relação à mistura combustível/ar. Essas curvas foram obtidas considerando um processo de combustão adiabático, com temperatura de entrada da mistura isoctano/ar de 700 K e pressão de 10 atm. As temperaturas a volume constante, conforme figura, são maiores porque a pressão final é maior, e a desassociação é menor.

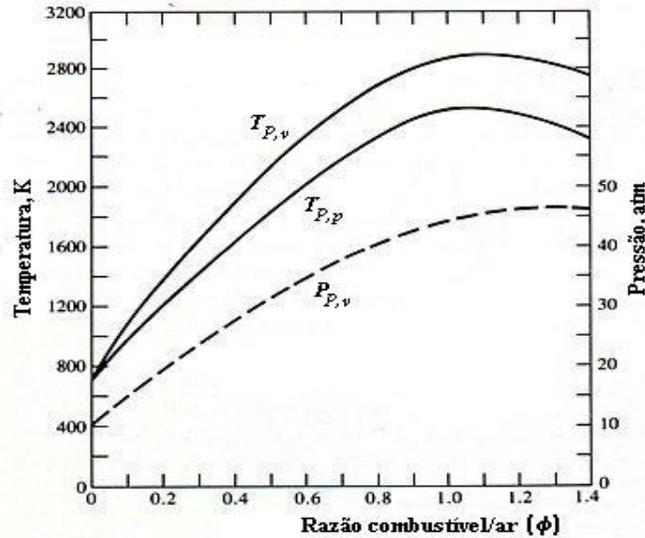


Figura (2.12). Equilíbrio da temperatura dos produtos para volume constante ($T_{p,v}$) e pressão constante ($T_{p,p}$), num processo de combustão adiabático em relação à taxa combustível/ar (ϕ) de uma mistura inicialmente à 700K e 10 atm. A pressão ($p_{p,v}$) está calculada para um processo de combustão adiabático a volume constante. Fonte: [Heywood, 1988]

A figura (2.13), mostra a composição de equilíbrio dos produtos da combustão de uma mistura isooctano/ar à determinada temperatura e pressão de 30 atm. Em baixas temperaturas, os produtos são N_2 , CO_2 , H_2O e O_2 para misturas pobres, e N_2 , CO_2 , H_2O , CO , e H_2 para misturas ricas. Com o aumento da temperatura, a composição da mistura dos gases queimados torna-se mais complexa, dissociando-se de produtos como OH , O e H .

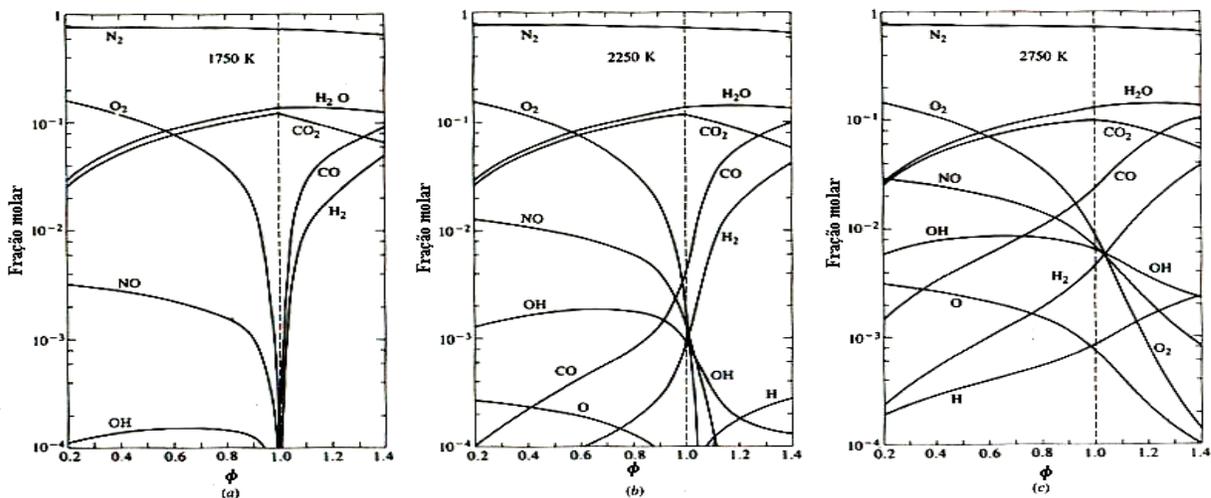


Figura (2.13). Fração molar do equilíbrio dos produtos da combustão de uma mistura isooctano/ar em função da relação combustível/ar (ϕ) à pressão de 30 atm e temperaturas de (a) 1750K, (b) 2250K e (c) 2750K. Fonte: [Heywood, 1988]

2.3 Combustível

Combustível é qualquer substância que pode ser queimada para produzir luz e calor. Inicialmente restrito ao fenômeno da combustão, o termo passou a englobar elementos que entram em outros processos de geração de energia. Assim, além da primitiva lenha e do carvão vegetal mineral, do álcool combustível, do gás natural e dos derivados de petróleo, passou-se a considerar também processos como a ação do ácido nítrico sobre a hidrazina, utilizado na propulsão de foguetes, e a decomposição de elementos radioativos, como o urânio, usado nos reatores nucleares.

A obtenção de energia térmica é uma necessidade de primeira ordem em setores vitais da atividade humana, tais como: indústria, transporte, iluminação, etc. Essas atividades requerem sempre mais velocidade e potência, o que acarreta a permanente busca de novos processos e substâncias. Além disso, o principal combustível do mundo moderno, o petróleo, é um recurso natural não-renovável.

Os combustíveis se caracterizam por uma grandeza denominada poder calorífico, que corresponde à capacidade de liberar calor e que depende do conteúdo dos elementos termogênicos essenciais, carbono e hidrogênio. O oxigênio, o nitrogênio, o enxofre e o fósforo caracterizam o tipo de combustão, a cor da chama gerada, a velocidade e os vapores produzidos. Do ponto de vista industrial, cada combustível apresenta, além do poder calorífico, duas características principais: a capacidade de geração de vapor e a presença de impurezas.

2.3.1 Tipos de combustíveis

De acordo com seu estado físico, os combustíveis podem ser sólidos, como a madeira, o carvão vegetal e a hulha; líquidos, como o querosene e a gasolina; ou gasosos, como o gás natural, o propano e o butano.

A principal matéria-prima para produção de combustíveis líquidos e gasosos é o petróleo, composto por diversos hidrocarbonetos. A proporção de matéria hidrocarbonada varia de 50% a 98%, embora isso não implique uma mudança fundamental nas propriedades do petróleo cru¹. Quimicamente, esses hidrocarbonetos estão presentes no petróleo em famílias de parafinas, naftenos e compostos aromáticos (cíclicos). A diferente proporção de cada um deles condiciona o refino, operação pela qual se extraem os combustíveis, sejam gasosos, como o propano e o butano; sólidos,

¹ Petróleo cru – termo utilizado para o petróleo bruto, como sai do poço.

como as parafinas; ou líquidos, como o querosene, as gasolinas automotivas, o óleo diesel e o óleo combustível.

A maioria dos combustíveis hidrocarbonados, líquidos e gasosos são uma mistura de muitos hidrocarbonetos diferentes. A gasolina, por exemplo, é constituída por cerca de 40 hidrocarbonetos principais com a presença de muitos outros em quantidades mínimas [Van Wylen e Sonntag, 1993]. As famílias mais importantes de hidrocarbonetos estão apresentadas na tabela (2.4)

Tabela (2.4). Características de algumas famílias de hidrocarbonetos. Fonte [Heywood, 1988]

Família	Fórmula	Estrutura	Saturado
Parafina	C_nH_{2n+2}	Cadeia	Sim
Olefina	C_nH_{2n}	Cadeia	Não
Diolefina	C_nH_{2n-2}	Cadeia	Não
Naftaleno	C_nH_{2n}	Cíclica	Sim
Aromático Benzeno	C_nH_{2n-6}	Cíclica	Não
Aromático Naftaleno	C_nH_{2n-12}	Cíclica	Não

Os termos utilizados na definição de combustíveis são referentes à estrutura da molécula, que pode ser cíclica ou em cadeia, a hidrocarbonetos saturados e não- saturados e aos hidrocarbonetos com mesmo número de átomos de carbono e hidrogênio mas com estruturas diferentes. Os hidrocarbonetos não-saturados possuem um ou dois átomos adjacentes unidos por uma valência dupla ou tripla, enquanto que, nos hidrocarbonetos saturados, todos os átomos de carbono são unidos por uma valência simples.

Um combustível ao alcance das regiões ricas em biomassa, fabricado a partir da fermentação de vegetais, é o álcool de baixo peso molecular, sobretudo o etanol. A característica da família dos álcoois é que um dos átomos de hidrogênio é substituído por um radical OH. Assim, o álcool metílico, também chamado de metanol, é CH_3OH . O Brasil foi pioneiro na produção de álcool combustível para veículos automotivos, após a crise provocada pelo súbito e elevado aumento dos preços de petróleo. Parte da frota de automóveis e pequenos utilitários no Brasil, ao final do século XX, utilizava o álcool da cana-de-açúcar como combustível.

O conjunto dos combustíveis gasosos é o que mais se aproxima de um rendimento e de uma economia de combustão máximos. É um produto limpo, sem impurezas ou cinzas, sem odor e que resulta em alto poder calorífico. Esses gases, em sua maior parte, são originários de jazidas petrolíferas. Normalmente, são encontrados em bolsões ou jazidas subterrâneas e fluem para a

superfície associados ao petróleo, sendo então novamente injetados nos poços para aumentar a vazão do óleo cru, ou separados para consumo.

2.3.1.1 Família dos parafínicos

A família dos parafínicos possui estrutura em cadeia aberta, com ligações simples nos carbonos saturados com átomos de hidrogênio. A maioria das moléculas são em linha e com ramificações. Os compostos que compreendem a família parafínica terminam todos no sufixo *ano* (ex. metano, etano, propano). As isoparafinas são hidrocarbonetos isômeros das parafinas, como o isoctano e o isobutano, que apresentam cadeia ramificada com características antidetonantes.

2.3.1.2 Família dos olefínicos

Caracteriza-se, como as parafinas, por apresentar uma estrutura em cadeia aberta; todavia, não são saturadas, podendo haver ligações duplas e triplas entre os átomos de carbono. São identificados pelo sufixo *eno* (ex. propeno e octeno). Aparecem com vários isômeros, a partir do buteno, dependendo da localização da ligação dupla na cadeia básica de carbono. Possuem maior atividade química devido a suas ligações duplas. Ligam-se facilmente com o hidrogênio, formando parafinas ou naftalenos, ou ainda com oxigênio, formando uma goma indesejável.

2.3.1.3 Família dos naftalenos

A família dos naftalenos tem a mesma fórmula química que a família dos olefínicos, mas possui uma estrutura cíclica ao invés de uma estrutura em cadeia. Cada átomo de carbono tem duas valências simples com outros dois átomos de carbono e duas outras ligações simples com hidrogênio, carbono ou com ambos simultaneamente. Os hidrocarbonetos da família do naftaleno são identificados pelo acréscimo do prefixo *ciclo* (ex. ciclopentano).

2.3.1.4 Família dos aromáticos

A família dos aromáticos inclui a série do benzeno (C_nH_{2n-6}), que se caracteriza por ter um único anel aromático, e a série do naftaleno (C_nH_{2n-12}), que se caracteriza por ter estrutura com anel cíclico duplo. A série do benzeno possui uma estrutura cíclica insaturada, que apresenta grande

estabilidade química, sendo resistente à ignição espontânea. A família dos aromáticos apresenta a possibilidade de adição de grupos de CH_2 nas cadeias laterais, mas não através da expansão dos anéis (ex. tolueno C_7H_8 e xileno C_8H_{10}). Espontânea

2.3.1.5 Álcoois

São compostos saturados com uma estrutura em cadeia em que um átomo de hidrogênio é substituído por uma hidroxila (OH). Podem ser obtidos da oxidação parcial do petróleo ou de vegetais ricos em carboidratos, que se constituem exclusivamente de carbono, hidrogênio e oxigênio.

2.3.2 Combustão anormal

Existem várias possibilidades de ocorrer uma combustão anormal em um motor de combustão interna, dentre as quais cabe destacar a detonação e a pré-ignição. Esses fenômenos, além de causarem vibrações e ruídos, podem diminuir, substancialmente, a vida útil do motor. Quando a detonação ou a pré-ignição ocorre, há um fornecimento grande de energia química contida no gás final, causando pressões locais elevadas que se propagam por toda a câmara de combustão.

2.4 Medição do fluxo de ar

Existem vários métodos para medir o fluxo de ar que entra no motor. Para o presente trabalho, optou-se pela medição de vazão de fluido por meio de instrumentos de pressão do tipo placa de orifício. Esse sistema proporciona dados satisfatórios, conforme descrito por Plint e Martyr, 1999. A placa de orifício utilizada nas medições foi dimensionada conforme a Norma NBR ISO 5167-1.

O princípio do método de medição é baseado na instalação de um elemento primário, tal como a placa de orifício em uma tubulação plenamente cheia de fluido escoando. A instalação do elemento primário cria uma diferença de pressão estática entre a montante e jusante do elemento. A vazão pode ser determinada através do valor medido da diferença de pressão e do conhecimento das características do fluido em escoamento.

Existem vários tipos de placas de orifício, sendo essas caracterizadas pelo arranjo da tomada de pressão. Neste trabalho, utilizou-se a placa de orifício do tipo tomada de pressão D e D/2, ou seja,

uma tomada de pressão à distância correspondente a um diâmetro da tubulação a montante da placa e a outra tomada de pressão a distância correspondente a meio diâmetro da tubulação, a jusante da placa.

3 EXPERIMENTO

3.1 Aparato experimental

O motor utilizado nos testes dos combustíveis foi o WV AP 2000, quatro cilindros, oito válvulas com taxa de compressão de 10:1. Esse motor foi escolhido devido à planicidade de sua curva de torque, a qual proporciona menor variação de torque em relação à rotação do motor e à sua vasta utilização no mercado atual de automóveis. Para a medição do torque, utilizou-se o dinamômetro Zöllner, refrigerado à água. Foi utilizado nos testes o sistema de injeção programável *Electromotive* TEC II. Esse sistema de injeção permite programações dos mapas de injeção e de avanço da ignição em função das cargas, rotações, temperaturas, relação ar/combustível e pressões, que estão sendo aplicadas ao motor.

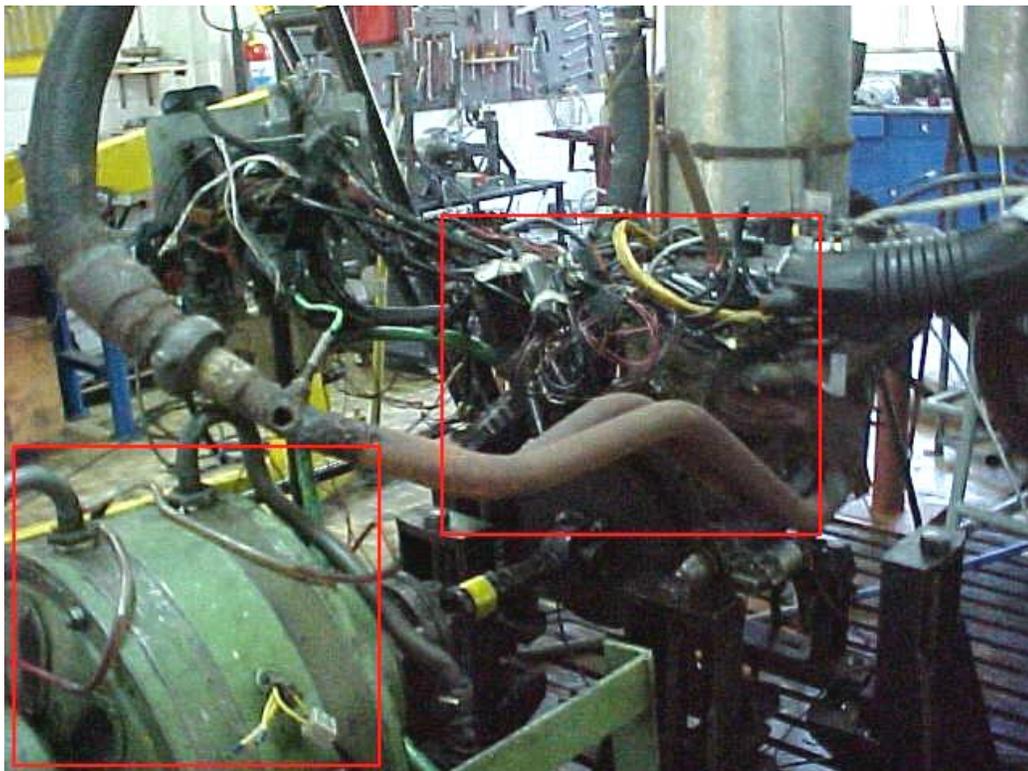


Figura (3.1). Aparato experimental. À esquerda, dinamômetro; à direita, motor.

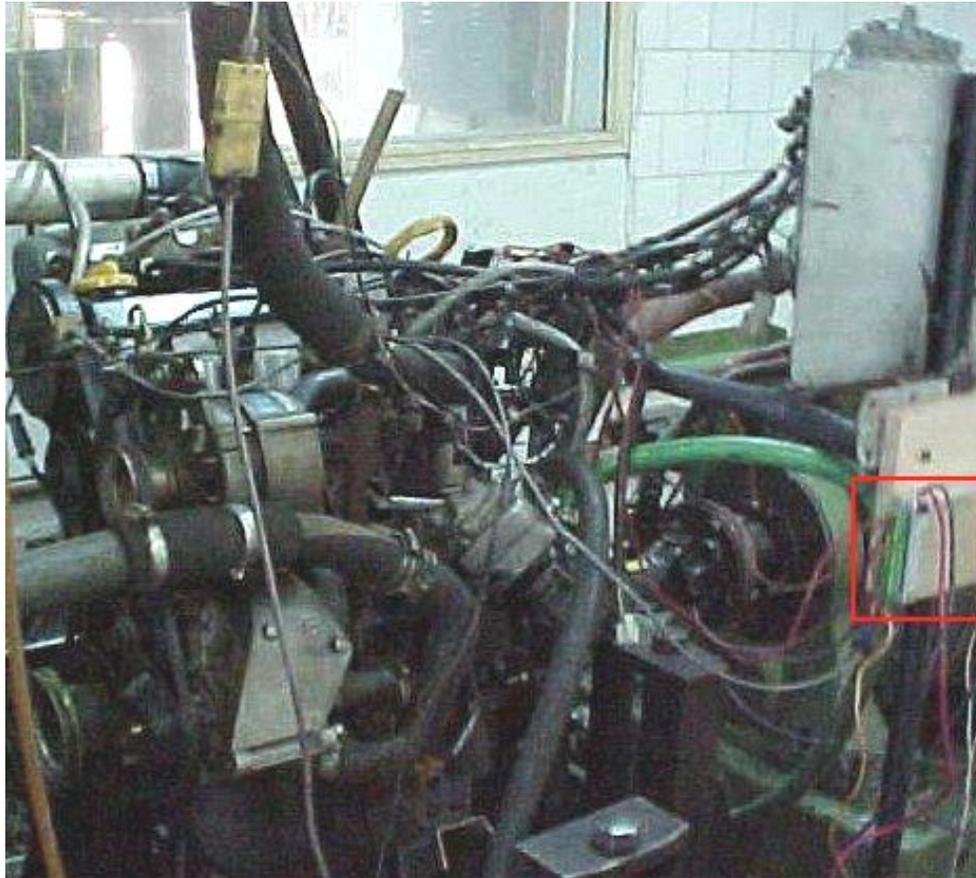


Figura (3.2). Aparato experimental. À direita, módulo de injeção programável.

Os dados de torque e de massa de combustível foram adquiridos a partir de duas células de carga (Sodmex – tipo: NA 330/100 kgf – sensibilidade 2 mV/V e Sodmex – tipo: NA 320/5 kgf – sensibilidade 2 mV/V , respectivamente). Na primeira célula, mediu-se a força de reação no dinamômetro e, na segunda, a massa de combustível gasta no tempo.

O programa utilizado para a aquisição dos dados foi o SAD32, desenvolvido pelo LMM (Laboratório de Medições Mecânicas – UFRGS). Utilizou-se um computador 100 MHz, com placa de aquisição 10Hz.

A medição do fluxo de ar foi realizada a partir de uma placa de orifício, do tipo tomada de pressão D e D/2. A placa de orifício foi montada em uma tubulação de 0,074m de diâmetro e 4 metros de comprimento, sendo que 2m distanciava a placa do coletor de admissão do motor e 2m da tomada de ar de admissão. O tamanho da tubulação foi calculado a partir da Norma NBR ISO 5167-1 que determina o tamanho necessário da tubulação para minimizar os efeitos de pulsação do

motor, e proporcionar um escoamento melhor desenvolvido do fluido. A queda de pressão provocada pela placa de orifício foi medida em uma coluna d'água com resolução de 0,5 mm.

A figura (3.3) representa esquematicamente os principais instrumentos utilizados para execução do experimento.

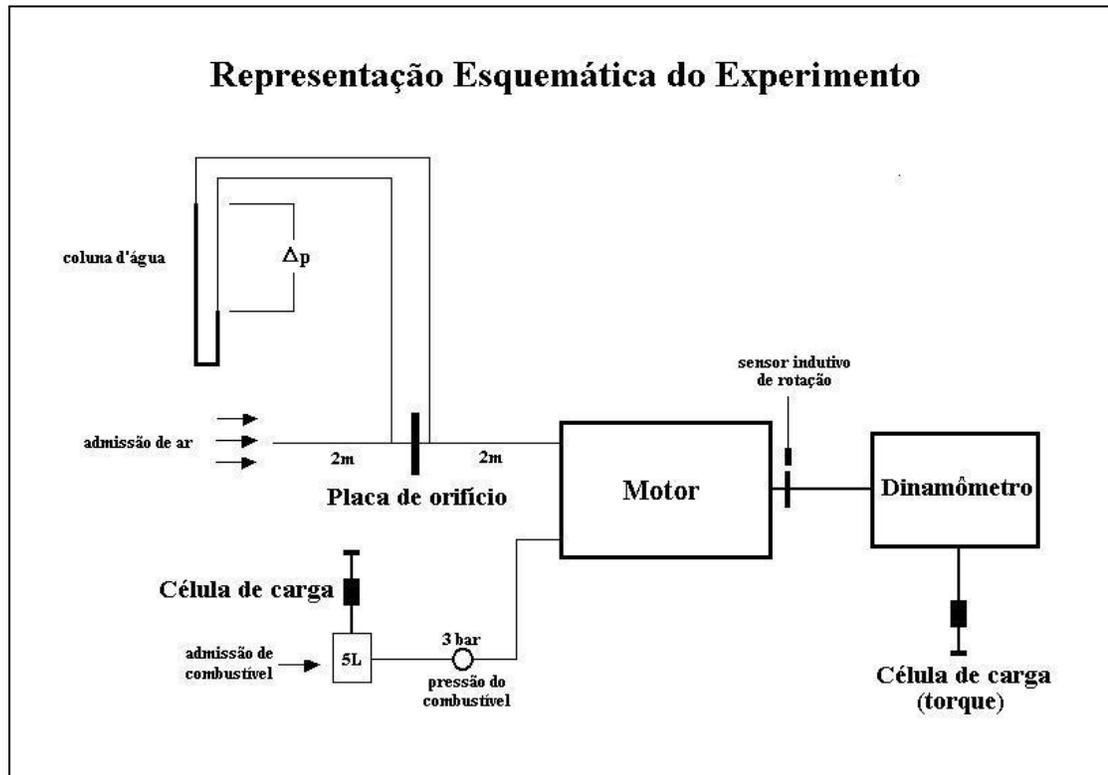


Figura (3.3) representação esquemática do experimento

3.2 Análise de erros

Em resultados finais de trabalhos experimentais, existem erros provenientes de fatores que influenciam na precisão da medição, tais como: incerteza do instrumento de medição, metodologia empregada e erros aleatórios. Para atenuar os efeitos desses erros, costuma-se repetir a medida várias vezes e efetuar um tratamento estatístico. O emprego de um método estatístico em um estudo científico aplica-se quando a variabilidade, complexidade ou parcial desconhecimento das origens do fenômeno comprometem a confiabilidade dos resultados. O resultado obtido pelas técnicas estatísticas permite alcançar uma série de comportamentos gerais frente a casos acidentais ou isolados, com os quais se fabrica um modelo.

Na prática o que em termos gerais, se determina é o erro aparente, ou seja, a diferença entre o valor objetivo na medida e o valor mais provável da grandeza física considerada, pois a determinação do erro de uma medida em relação ao verdadeiro valor da grandeza é impraticável. Na determinação do erro de repetibilidade, o valor mais provável é a média aritmética de diversas medições. Uma grandeza física experimental deve ser determinada a partir de medição, e o resultado é sempre uma aproximação para o valor verdadeiro da grandeza. Segundo Vuolo, 1998, os objetivos da teoria de erros consistem em determinar o melhor valor possível para a grandeza a partir de medições e determinar o quanto esse valor pode ser diferente do verdadeiro.

Os sistemas de medição de torque, rotação e fluxo de combustível, conforme descrito pela Norma NBR ISO 1585 (Veículos rodoviários – Código de ensaio de motores – Potência líquida efetiva), devem ter exatidão de $\pm 1\%$, $\pm 0.5\%$ e $1\pm\%$ respectivamente. A incerteza da medição está associada à exatidão do instrumento, normalmente expressa em valores percentuais de fundo de escala, especificados pelo fabricante.

Quando o resultado procurado é dependente de medições individuais, o método mais usado na bibliografia especializada é o de Kleine e McClintock, dado pela equação [Zaro,1982]:

$$\Delta R = \pm \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} \Delta_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} \Delta_2 \right)^2 + \dots \right]^{\frac{1}{2}} \quad (47)$$

onde ΔR é a incerteza do resultado, x_1, x_2, \dots, x_n são as variáveis independentes e Δ_i é a incerteza de cada variável independente ($i=1,2,3,\dots$).

A medição do torque foi realizada com uma célula de carga, cuja tolerância é de 0.2% de fundo de escala, totalizando $\pm 0.05 \text{ Nm}$ para escala de 0 a 25 Nm. A rotação foi medida a partir do conjunto formado por uma roda de 60 dentes, acoplada ao eixo do motor, e de um sensor indutivo, cuja resolução é de 0.028%, obtendo-se $\pm 1.7 \text{ rpm}$ para a rotação de 6000 rpm de fundo de escala. O fluxo de massa de ar foi medido com uma placa de orifício, cujo erro é de 0.6%, conforme descrito pela norma NBR ISO 5167-1 (Medição de vazão por meio de instrumentos de pressão), para máxima vazão de 100 g/s, totalizando um erro de $\pm 0.6 \text{ g/s}$. A medida do fluxo de massa de combustível foi realizada com célula de carga com tolerância de 0.2% de fundo de escala, obtendo-se um erro de $\pm 0.02 \text{ g/s}$ para um fluxo máximo de 10 g/s.

A potência em um motor é dada pelo produto entre o torque e velocidade angular. Para os valores médios de torque de 20Nm e de rotação de 4000 rpm, a incerteza do resultado, aplicando a

equação (47), foi de 0.25%. O motor, entretanto, não opera em rotações e potências constantes, devido ao seu grau de irregularidade, que está associado à variação de energia cinética resultante da transformação de movimento linear alternado em movimento circular, submetido à aceleração variada do êmbolo em cada ciclo. A variação de energia cinética é minimizada a partir da inércia de uma massa giratória, denominada de volante, nos motores de combustão interna.

O valor de λ é obtido da relação da mistura que entra no motor com a relação estequiométrica. O consumo médio de combustível nos testes realizados foi de 10 g/s, e o de fluxo médio de ar de 100 g/s. A incerteza da medição de λ para esses valores, a partir da equação (47), foi de 0.63% em média.

O presente trabalho está direcionado em qualificar a potência desenvolvida pelo motor em relação à mistura ar/combustível, desconsiderando o valor absoluto de potência encontrado em cada aquisição nos diferentes combustíveis. Sabe-se que as variações das condições atmosféricas têm influência direta na potência do motor porém, observou-se, em testes preliminares, que o valor de λ de máxima potência mantém-se estável frente a mudanças de temperatura, pressão atmosférica e umidade relativa. Para cada combustível realizou-se os testes durante intervalos pequenos de tempo para que não fosse necessário a correção da potência em relação as condições atmosféricas. A multiplicação da potência pelo fator de correção atmosférico deslocaria a curva de potência de maneira constante na direção vertical do gráfico, não alterando no sentido horizontal, ou seja, mantendo constante a posição da relação ar/combustível de máxima potência. Cabe ressaltar também que a potência foi medida em uma faixa comparativa, minimizando a incerteza da medição, conforme descrito por Santos, 1995. Existem alguns fatores ambientais que influenciam na potência do motor, tais como: temperatura, pressão, umidade. Esses fatores podem, contudo, ser considerados estáveis para intervalos pequenos de tempo.

A validação dos dados encontrados foi feita a partir do conhecimento do resultado fornecido pelo Laboratório de Motores da Petrobrás RS para o combustível montadora, utilizado como referência para calibração do sistema de aquisição de dados.

Cada valor de λ correspondente à curva de potência foi determinado a partir da média aritmética dos 300 pontos adquiridos durante 60 segundos com taxa de aquisição de 5 Hz. A curva correspondente aos valores obtidos a partir da média aritmética de cada ponto foi ajustada pelo método dos mínimos quadrados com um polinômio de grau 6. O critério para avaliação da qualidade do ajuste foi o teste do qui-quadrado (χ^2) reduzido. Este teste estabelece os limites de tolerância para ser determinada a qualidade do ajuste a partir do grau de liberdade do polinômio ajustado,

determinado pela diferença entre o número de pontos ajustados e o grau do polinômio somado a 1. Para o intervalo de confiança de 98%, conforme descrito por Vuolo, 1998, o valor de qui-quadrado deve estar compreendido na faixa de $0.7 < \chi^2 < 2.6$. O valor médio de qui-quadrado reduzido para as curvas ajustadas é 1. Conclui-se, portanto, que o ajuste é de boa qualidade, pois o valor do qui-quadrado reduzido está compreendido na faixa de tolerância especificada.

3.3 Procedimento experimental

Para o início dos testes, condicionava-se o motor, por cerca de 15 min, a 3000 *rpm* em carga parcial, para o aquecimento e estabilização das temperaturas do óleo lubrificante (100 °C) e da água de arrefecimento (80°C). Depois de alcançadas as temperaturas de trabalho do motor, este era colocado em plena carga, com o sistema de correção do ponto estequiométrico do combustível ativado no sistema eletrônico da injeção. Este ponto, medido no escape através do sensor lambda, serviu como referência para a validação de cada teste, pois ao final de cada teste era confrontado com o ponto estequiométrico medido com a placa de orifício e célula de carga no combustível na admissão do motor.

Prosseguindo com o teste, o sistema de correção da mistura era desligado e fazia-se uma varredura dos tempos de injeção, nove pontos em média, começando pelo empobrecimento da mistura até atingir a mistura rica, na qual o motor ainda operava. Para evitar o aquecimento de todo o combustível destinado para os testes, trabalhou-se com um reservatório de 5 litros; para cada ponto, o motor permanecia acelerado cerca de trinta segundos para alcançar a estabilidade e mais setenta segundos; para a aquisição dos dados de consumo e de torque. Após cada ponto adquirido, o motor permanecia cerca de 30 segundos em marcha lenta; para retomar as temperaturas iniciais do teste; realizava-se, neste intervalo de tempo, o reabastecimento do combustível.

O valor do fluxo de ar de admissão, medido na placa de orifício por meio de coluna d'água, era anotado manualmente em uma planilha e anexado no arquivo correspondente de aquisição dos dados. Os dados constantemente monitorados foram as pressões de combustível, do óleo do cárter e do coletor de admissão; as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido, do ar de admissão, do ar ambiente, do óleo do cárter, da água de arrefecimento do motor e do dinamômetro; a rotação do motor; a posição da borboleta de admissão; o valor do sensor de oxigênio; e a tensão da bateria.

3.4 Características dos combustíveis utilizados nos experimentos

A tabela (3.1) mostra as principais propriedades de alguns combustíveis. O combustível montadora é uma gasolina, sem adição de etanol nem chumbo, apresentando baixa entalpia de vaporização e alta relação estequiométrica ar/combustível. O combustível condensado é o de menor densidade, proveniente da gasolina que evapora nos tanques de armazenamento com valores da entalpia de vaporização e da relação estequiométrica ar/combustível próximos ao da montadora. O combustível tolueno é o de maior densidade e possui entalpia de vaporização um pouco maior que os combustíveis montadora e condensado. O combustível mtbe possui oxigênio na molécula, diminuindo a relação estequiométrica ar/combustível em relação aos combustíveis citados anteriormente. O combustível etanol apresenta um percentual de oxigênio na molécula ainda maior que o mtbe, tornando menor a relação estequiométrica ar/combustível, porém com maior entalpia de vaporização dos combustíveis montadora, condensado e tolueno. O combustível metanol é o que apresenta maior entalpia de vaporização e foi colocado na tabela para efeito de comparação com os outros combustíveis. Os testes feitos com este combustível não foram colocados nos resultados pois não foi possível obter bons resultados devido a limites físicos dos equipamentos disponíveis no laboratório. O metanol apresenta baixa relação estequiométrica ar/combustível, necessitando de injetores com alta vazão para possibilitar o enriquecimento da mistura.

Tabela (3.1). Propriedades de alguns combustíveis. Fonte [Labmot-Refap-Petrobrás, 2001]

		montadora	condensado	tolueno	mtbe	etanol	metanol
Fórmula reduzida.		$\text{CH}_{1,95}$	$\text{CH}_{2,12}$	$\text{CH}_{1,14}$	$\text{CH}_{2,4}\text{O}_{0,2}$	$\text{CH}_3\text{O}_{0,5}$	CH_4O
C (massa)	[% massa]	85.96	84.88	91.25	68.13	52.14	37.48
H (massa)	[% massa]	14.04	15.07	8.75	13.72	13.13	12.58
O (massa)	[% massa]	0.00	0.00	0.00	18.15	34.73	49.93
PM	[g/mol]	98.98	74.37	92.16	88.15	46.07	32.04
PCI	[kJ/kg]	43423	44341	40500.9	35094	26817	19915
PCI	[kJ/kg _{ar}]	2962.2	2978.5	3012	2992	2984.8	3079.3
A/F	kg _{ar} /kg _{comb}	14.66	14.88	13.38	11.73	8.98	6.47
densidade	[kg/l] 20°C	0.726	0.650	0.870	.748	0.789	0.791
Olefinas	[% vol]	0.31	39.22	0.00	0.00	0.00	0.00
Aromático	[% vol]	22.20	2.73	99.98	0.00	0.00	0.00
Diolefinas	[% vol]	0.00	1.57	0.00	0.00	0.00	0.00
S	[ppm]	0.0	0.0	0.00	0.0	0.00	0.0
RON		98.00	93.00	103	113	115	115
MON		92.00	81.00	93	93	95	95
ΔH_{vap}	kJ/kg	377	382	416	338	937	1190

Verifica-se, na tabela (3.1), que os combustíveis com oxigênio na molécula apresentam menor relação ar/combustível para a combustão completa, pois parte do oxigênio necessário para oxidar o combustível já está presente na sua composição.

A entalpia de vaporização influencia substancialmente na potência do motor, pois quanto maior o seu valor, maior será a quantidade de calor retirado da câmara de combustão e, conseqüentemente, menor a temperatura da mistura admitida. Esta diminuição da temperatura na câmara de combustão, aumenta a densidade da mistura e com isto a massa de a ser oxidada de combustível é maior, favorecendo, assim, o aumento de potência no motor.

O poder calorífico varia significativamente entre os combustíveis quando medido em kJ/kg de combustível; porém, quando determinado em kJ/kg de mistura, apresenta valores próximos. O poder calorífico tem, portanto, pouca influência na potência do motor para os combustíveis testados quando mantidos fixos os parâmetros de geometria e de ignição do motor.

4 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Foram realizadas, para cada combustível, cinco curvas de potência nas mesmas condições de teste; com exceção do combustível montadora, cujo número de curvas foi seis. As curvas de potência foram ajustadas por um polinômio de grau 6, formado a partir da média aritmética dos pontos adquiridos para cada condição de mistura ar/combustível. A correlação de ajuste para todas as curvas, utilizando o polinômio de grau 6, foi de 0.999

A máxima energia liberada na combustão, considerando um processo adiabático, ocorre na zona estequiométrica ($\lambda=1$), pois nesta região é alcançada a maior temperatura da chama devido à combustão completa de todos os reagentes.

Em geral, nos motores de combustão interna, o oxigênio existente no ar atmosférico é utilizado como oxidante da mistura. Cerca de 79% do ar atmosférico são gases inertes, os quais não participam do processo de combustão, restando cerca de 21% do volume total de massa responsável pelas reações químicas que ocorrem no motor. A energia liberada na combustão depende do poder calorífico do combustível que, para hidrocarbonetos líquidos, apresenta valores aproximados entre si. Considerando os parâmetros de pontos de ignição, de geometria e de rotação do motor fixos, a potência liberada por esses combustíveis terá valores semelhantes.

Num processo em que há combustão completa os produtos da combustão em maior quantidade são o gás carbônico e água. Na combustão incompleta, aparece, além do gás carbônico e da água, o monóxido de carbono e o hidrogênio, que apresentam menor entalpia de formação, o que diminui a energia liberada e, conseqüentemente, a temperatura da chama.

Os resultados obtidos nos testes realizados com cinco combustíveis diferentes mostraram que a máxima potência ocorre em zonas ricas e que depende do tipo de combustível utilizado. Esse fato ocorre, porque, apesar da máxima energia liberada ocorrer na zona estequiométrica, existem outros fatores que contribuem para o aumento da potência, tais como: volatilidade, expansão molar, relação hidrogênio/carbono, entalpia de formação, proporcionalidade entre os produtos da combustão, etc. Quando confrontados, esses parâmetros deslocam o ponto de máxima potência para zonas mais ricas da mistura.

A potência desenvolvida por um motor é determinada pela pressão exercida pelos gases de combustão sobre o êmbolo. Durante a combustão, ocorre expansão molar, pois o peso molecular dos

produtos, gás carbônico e água, é menor do que o peso molecular dos reagentes, hidrocarbonetos e oxigênio. A expansão molar gera um acréscimo de pressão na reação, pois aumenta o número de moléculas nos produtos e, conseqüentemente, o volume por eles ocupado. À medida que o valor de λ diminui, tornando a mistura mais rica, cresce a proporção dos produtos com menor peso molecular (monóxido de carbono e hidrogênio), aumentando o número de mols dos produtos.

A vaporização do combustível, reduz a temperatura da mistura carburada que será admitida na câmara de combustão, proporcionando um aumento da densidade da mistura. A mistura rica apresenta maior proporção de combustível líquido a ser evaporado e, por conseguinte, maior resfriamento do coletor de admissão e da câmara de combustão. Para um mesmo motor, a potência fornecida está relacionada a quantidade em massa da mistura contida na câmara de combustão. A temperatura na câmara de combustão será menor quanto maior for o calor latente de vaporização, aumentando a quantidade mássica de mistura confinada em um mesmo volume. O combustível metanol, por exemplo, alcança maiores potências em relação aos combustíveis que foram testados; isso ocorre devido ao alto calor latente de vaporização, mesmo tendo um baixo poder calorífico por unidade de massa. Cabe ressaltar que essas considerações não se aplicam aos combustíveis que entram no motor no estado gasoso (ex. GLP e GNV), porque não aumentam a densidade da mistura devido à vaporização, apresentando λ de máxima potência na zona estequiométrica.

A temperatura média de funcionamento do motor deve ser controlada devido a limitações térmicas de seus componentes. O sistema de arrefecimento é responsável pela manutenção da temperatura média estabilizada em uma determinada faixa. Todo o calor excedente é retirado do sistema, não participando da potência gerada no motor. A mistura rica apresenta menor temperatura de combustão devido à maior quantidade de combustível líquido disponível para retirada de calor durante a evaporação e devido a menor quantidade de energia gerada pela combustão parcial; caracteriza-se, portanto, por perder menor quantidade de energia em forma de calor para o sistema de arrefecimento.

A formação da proporção dos produtos da combustão é dependente da temperatura, da relação carbono/hidrogênio do combustível e do λ . É possível controlar essa temperatura a partir do sistema de arrefecimento, modificando a proporção dos produtos da combustão. A variação na proporção entre os produtos da combustão altera a energia liberada devido as diferentes entalpias de formação e pesos moleculares dos produtos.

Frente aos problemas ambientais de poluição ocasionados pela emissão de poluentes provenientes dos gases da combustão torna-se importante a pesquisa e desenvolvimento de novos

combustíveis menos agressivos ao meio ambiente. Além da gasolina utilizada como combustível em todo o mundo, utilizam-se também aditivos para aumentar o poder antidetonante do combustível. Os combustíveis utilizados como aditivos que apresentarem maior relação de hidrogênio/carbono além de apresentarem maior energia de formação dos produtos, apresentam menores formação de monóxido de carbono que é considerado poluente pois trata-se de um gás instável, inodoro, mais leve que o ar e que quando inalado combina-se facilmente com a hemoglobina formando o carboxi-hemoglobina (COHb) inibindo o transporte de oxigênio para as células do corpo, causando assim a hipoxia tecidual. É importante salientar, porém, que a emissão de CO está mais associada à mistura inadequada do que ao tipo de combustível.

O conhecimento dos valores de λ , apresentados nos gráficos e tabelas a seguir, permitem a consecução de uma melhor dosagem do combustível na condição de máxima potência quando o motor for submetido a variações de rotação e carga.

5 RESULTADOS

Os testes de verificação dos valores de λ para máxima potência foram realizados com cinco combustíveis diferentes. Esses valores ficaram em torno de 0.90 para montadora, tolueno e condensado; para mtbe e etanol, entretanto, ficaram em torno de 0.86. O conhecimento dos valores de λ , apresentados nos gráficos e tabelas a seguir, permite a consecução de uma melhor dosagem do combustível na condição de máxima potência quando o motor for submetido a variações de rotação e carga.

A tabela (4.1) mostra os valores de λ em relação à potência do motor obtido utilizando o combustível montadora, que se apresentou bastante estável durante os testes. A dispersão dos valores foi pequena, obtendo-se correlações satisfatórias. O valor médio de λ de máxima potência das seis curvas utilizando o combustível montadora foi de 0.897, com potência de 82.5kW.

Cada curva apresentada a seguir está representada nas tabelas e nos gráficos pelas letras do alfabeto (A, B, C, D, E, F). A letra “P” representa a potência medida no freio e o índice “m” representa a média aritmética feita entre as curvas de cada combustível.

Tabela (4.1). Valores da potência $P_A, P_B, P_C, P_D, P_E, P_F$ e P_m em [kW] e de $\lambda_A, \lambda_B, \lambda_C, \lambda_D, \lambda_E, \lambda_F, \lambda_m$ do combustível montadora.

	A		B		C		D		E		F		média	
	P_A	λ_A	P_B	λ_B	P_C	λ_C	P_D	λ_D	P_E	λ_E	P_F	λ_F	P_m	λ_m
1	80.3	1.001	80.1	1.005	79.2	1.002	78.4	1.003	78.6	1.001	78.0	1.003	79.1	1.003
2	81.9	0.961	82.1	0.960	81.5	0.965	81.4	0.955	81.5	0.973	82.0	0.922	81.7	0.956
3	82.2	0.934	82.5	0.926	81.9	0.927	81.5	0.937	81.9	0.954	82.3	0.877	82.1	0.926
4	82.4	0.895	82.7	0.894	82.8	0.900	82.1	0.913	82.6	0.931	82.4	0.874	82.5	0.901
5	82.1	0.836	82.4	0.837	82.0	0.839	81.7	0.850	83.2	0.897	82.9	0.847	82.4	0.851
6	81.9	0.795	82.0	0.796	81.8	0.794	81.1	0.811	82.4	0.826	82.2	0.789	81.9	0.802
7	80.0	0.687	79.4	0.699	79.9	0.719	80.7	0.747	80.1	0.728	80.5	0.706	80.1	0.714
8	78.5	0.639	77.4	0.659	77.9	0.655	76.0	0.651	77.3	0.656	76.7	0.626	77.3	0.648
9	68.8	0.567	65.5	0.567	65.7	0.558	57.3	0.563	62.2	0.581	61.6	0.559	63.5	0.566
máx	82.4	0.893	82.6	0.893	82.4	0.896	82.1	0.905	82.9	0.899	82.3	0.897	82.5	0.897

A figura (4.1) é a representação gráfica da tabela (4.1) do combustível montadora. A curva manteve-se bastante plana até a mistura rica de $\lambda=0.65$. O valor de λ médio de máxima potência foi de 0.897. Estas curvas foram obtidas com o motor citado anteriormente, porém outros testes preliminares mostraram que os valores de λ de máxima potência obtidos com outros três diferentes motores foram similares ao de $\lambda=0.897$. A diferença encontrada com a mudança de motor foi somente na inclinação da curva. Cabe lembrar, contudo, que este trabalho pretende mostrar o valor de λ de máxima potência e não as características de inclinação de cada curva para cada combustível.

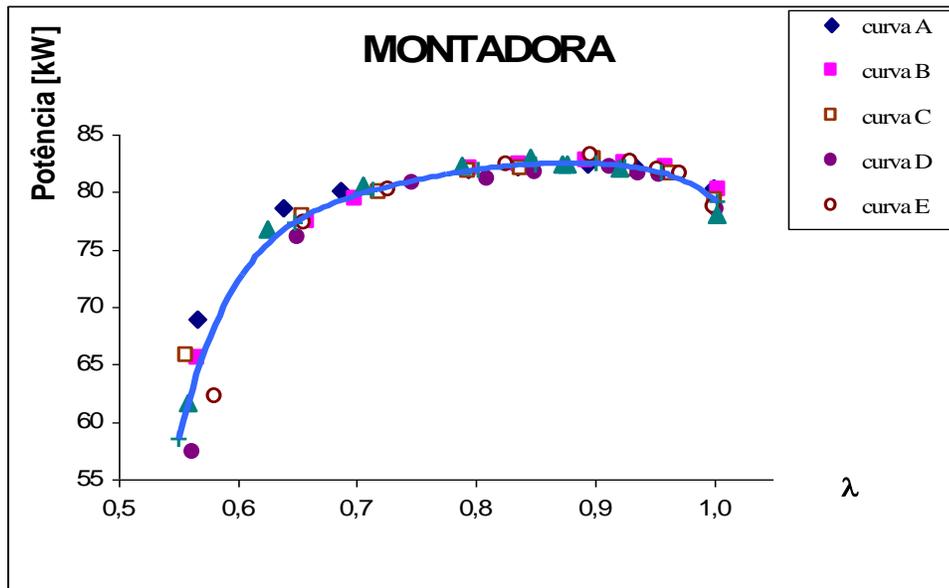


Figura (4.1). Potência em relação à λ do combustível montadora

A tabela (4.2) apresenta os valores de λ para a potência do combustível tolueno, que se mostrou mais instável que o combustível montadora durante a realização dos testes. A máxima potência para o combustível tolueno foi de 82.9kW com valor médio de λ de 0.891.

Tabela (4.2). Valores da potência P_A , P_B , P_C , P_D , P_E e P_m em [kW] e de λ_A , λ_B , λ_C , λ_D , λ_E e λ_m do combustível tolueno.

	A		B		C		D		E		média	
	P_A	λ_A	P_B	λ_B	P_C	λ_C	P_D	λ_D	P_E	λ_E	P_m	λ_m
1	79.8	1.003	80.0	0.999	80.2	1.005	81.4	1.000	81.0	1.003	80.5	1.002
2	82.0	0.963	81.0	0.971	81.8	0.974	81.6	0.986	81.4	0.970	81.6	0.973
3	82.5	0.936	82.0	0.955	82.3	0.946	82.6	0.951	82.2	0.922	82.3	0.942
4	82.8	0.898	83.3	0.914	83.2	0.917	83.0	0.916	82.0	0.887	82.9	0.906
5	82.6	0.842	83.0	0.871	82.7	0.877	82.7	0.895	81.6	0.836	82.5	0.864
6	82.2	0.799	82.3	0.820	82.2	0.818	82.1	0.829	81.5	0.801	82.1	0.813
7	81.6	0.740	81.8	0.768	80.5	0.727	81.1	0.775	80.6	0.741	81.1	0.750
8	78.3	0.640	79.5	0.690	78.5	0.657	79.0	0.691	77.7	0.653	78.6	0.666
9	65.1	0.538	56.9	0.525	52.7	0.529	72.4	0.595	63.7	0.554	62.2	0.548
máx.	82.8	0.891	83.3	0.895	83.0	0.889	82.8	0.892	82.8	0.889	82.9	0.891

A figura (4.2) mostra as curvas de potência do combustível tolueno que apresentou-se de forma similar ao combustível montadora.

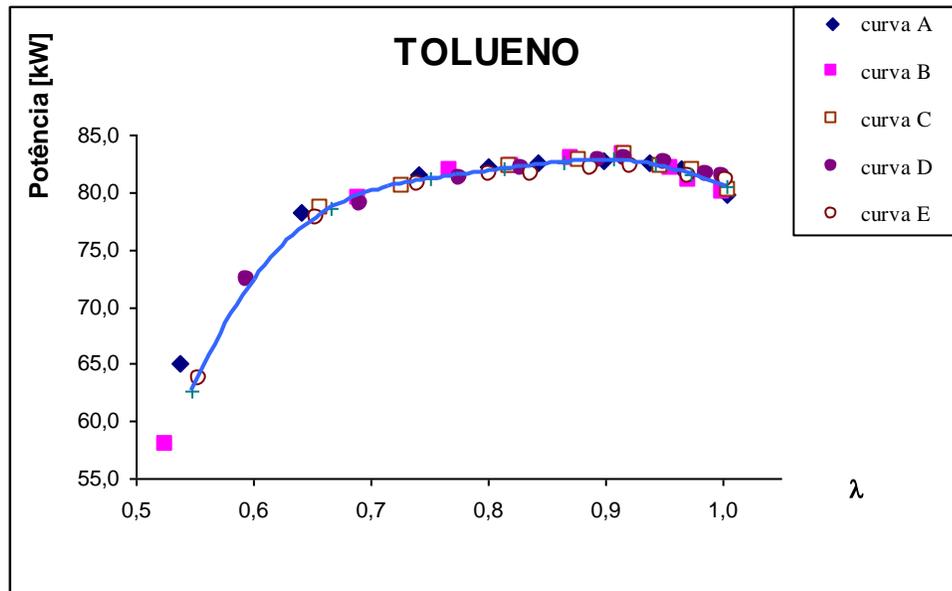


Figura (4.2). Potência em relação à λ do combustível tolueno

Na tabela (4.3) estão representados os valores de λ para o combustível condensado, que se mostrou mais instável que o combustível montadora durante os testes, por ser mais leve e, com isso, mais suscetível a variações de temperaturas. O valor médio de λ para este combustível foi de 0.894, com potência de 82.5kW ficando próximo aos valores encontrados para a montadora e para o tolueno.

Tabela (4.3). Valores da potência P_A , P_B , P_C , P_D , P_E e P_m em [kW] e de λ_A , λ_B , λ_C , λ_D , λ_E e λ_m do combustível condensado.

	A		B		C		D		E		média	
	P_A	λ_A	P_B	λ_B	P_C	λ_C	P_D	λ_D	P_E	λ_E	P_m	λ_m
1	74.3	1.070	71.9	1.093	79.4	1.054	77.1	1.046	78.0	1.054	76.1	1.064
2	81.2	0.998	79.1	1.004	81.2	0.997	80.5	1.007	81.1	0.978	80.6	0.997
3	82.0	0.968	81.3	0.954	82.9	0.935	82.8	0.928	82.1	0.910	82.2	0.939
4	82.6	0.938	82.1	0.911	82.6	0.852	82.5	0.854	82.0	0.872	82.4	0.885
5	82.7	0.897	81.8	0.875	82.1	0.759	82.1	0.778	82.4	0.831	82.2	0.828
6	82.4	0.856	81.1	0.816	81.5	0.697	81.3	0.712	81.0	0.783	81.5	0.773
7	82.0	0.822	79.3	0.685	80.3	0.654	78.7	0.650	80.5	0.734	80.2	0.709
8	80.1	0.710	77.9	0.637	71.0	0.601	68.7	0.606	64.5	0.598	72.4	0.630
máx	82.7	0.896	82.1	0.893	82.9	0.895	82.8	0.894	82.1	0.894	82.5	0.894

A figura (4.3) representa as curvas de potência para o combustível condensado. Verifica-se, na curva representada na figura (4.3), uma queda acentuada da potência com o enriquecimento da mistura, porém nas zonas de $0.7 < \lambda < 1$ obteve-se, este combustível, uma curva de potência bastante plana.

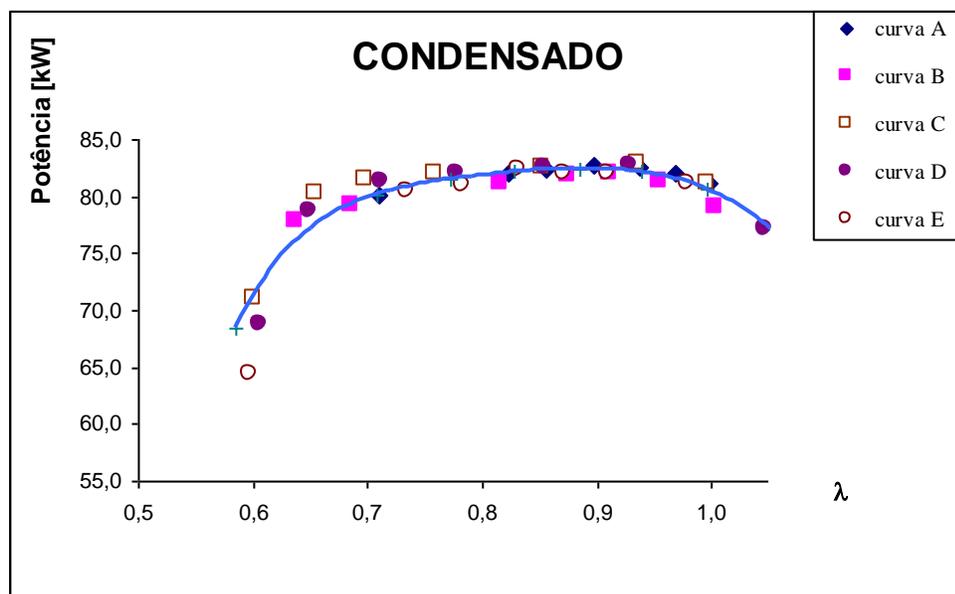


Figura (4.3). Potência em relação à λ do combustível condensado

A tabela (4.4) mostra os valores de λ em relação à potência do combustível mtbe. Este combustível teve a máxima potência numa zona mais rica em relação aos combustíveis anteriores, apresentando o valor médio de λ de 0.867 para a máxima potência de 82.5kW.

Tabela (4.4). Valores da potência P_A , P_B , P_C , P_D , P_E e P_m em [kW] e de λ_A , λ_B , λ_C , λ_D , λ_E e λ_m do combustível mtbe.

	A		B		C		D		E		média	
	P_A	λ_A	P_B	λ_B	P_C	λ_C	P_D	λ_D	P_E	λ_E	P_m	λ_m
1	79.3	1.004	80.5	1.001	80.4	1.002	79.5	1.001	79.8	1.000	79.9	1.002
2	81.4	0.938	81.4	0.969	81.2	0.979	81.2	0.934	81.8	0.920	81.4	0.948
3	82.0	0.899	81.8	0.933	82.0	0.949	82.0	0.878	82.3	0.865	82.0	0.905
4	82.5	0.854	82.2	0.907	82.7	0.910	82.4	0.832	82.5	0.832	82.4	0.867
5	81.8	0.801	82.6	0.852	83.0	0.879	81.8	0.795	82.0	0.801	82.2	0.826
6	81.4	0.756	81.8	0.802	82.3	0.808	81.5	0.763	80.7	0.764	81.5	0.779
7	80.5	0.725	80.8	0.732	80.3	0.705	80.4	0.725	80.7	0.714	80.5	0.720
8	76.7	0.614	75.0	0.617	74.8	0.608	76.3	0.612	75.8	0.607	77.7	0.612
9	71.7	0.522	70.3	0.528	69.3	0.511	69.5	0.525	70.8	0.520	70.3	0.521
máx.	82.3	0.868	82.3	0.863	83.1	0.861	82.2	0.873	82.6	0.868	82.5	0.867

A figura (4.4) mostra as curvas de potência para o combustível mtbe. Verifica-se que a medida em que a mistura é enriquecida, a potência vai diminuindo em proporções menores a dos combustíveis montadora, condensado e tolueno. É possível, portanto, operar com o motor em zonas mais ricas da mistura.

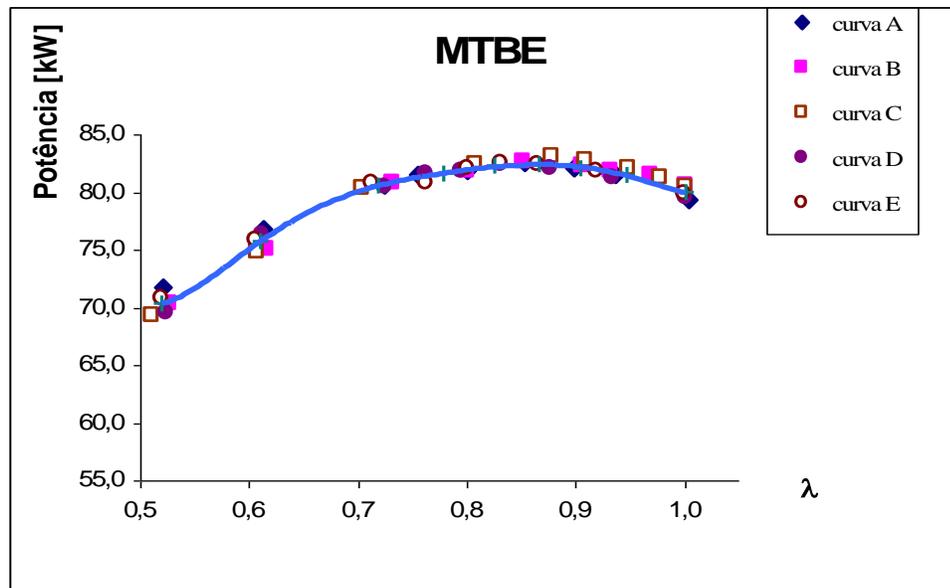


Figura (4.4). Potência em relação à λ do combustível mtbe

A tabela (4.5) encerra os valores de λ para o combustível etanol. O valor de λ de máxima potência para este combustível foi o de uma mistura bastante rica, sendo de 0.857 em média com potência de 82.3kW.

Tabela (4.5). Valores da potência P_A , P_B , P_C , P_D , P_E e P_m em [kW] e de λ_A , λ_B , λ_C , λ_D , λ_E e λ_m do combustível etanol.

	A		B		C		D		E		média	
	P_A	λ_A	P_B	λ_B	P_C	λ_C	P_D	λ_D	P_E	λ_E	P_m	λ_m
1	80.7	1.078	80.9	1.029	80.9	1.019	80.9	1.033	80.8	1.012	80.8	1.034
2	81.6	0.966	81.8	0.980	81.7	0.941	82.0	0.948	81.8	0.954	81.8	0.958
3	82.2	0.854	82.2	0.914	82.2	0.861	82.4	0.897	82.1	0.900	82.2	0.885
4	82.2	0.839	82.3	0.884	82.2	0.831	82.5	0.858	82.2	0.838	82.3	0.850
5	82.2	0.820	82.3	0.857	82.1	0.809	82.3	0.796	81.8	0.756	82.1	0.808
6	82.1	0.797	82.3	0.836	81.9	0.772	81.7	0.723	81.5	0.727	81.9	0.771
7	81.9	0.776	82.1	0.793	81.6	0.733	81.5	0.708	81.3	0.695	81.7	0.741
8	81.6	0.753	81.8	0.768	81.0	0.699	81.4	0.698	80.4	0.654	81.3	0.714
9	81.5	0.743	81.6	0.754	80.6	0.655	81.3	0.691	79.0	0.603	80.8	0.689
máx.	82.2	0.858	82.3	0.854	82.2	0.862	82.4	0.857	82.2	0.862	82.3	0.857

A figura (4.5) mostra as curvas de potência do combustível etanol que apresentou menores taxas de variação de potência com o enriquecimento da mistura.

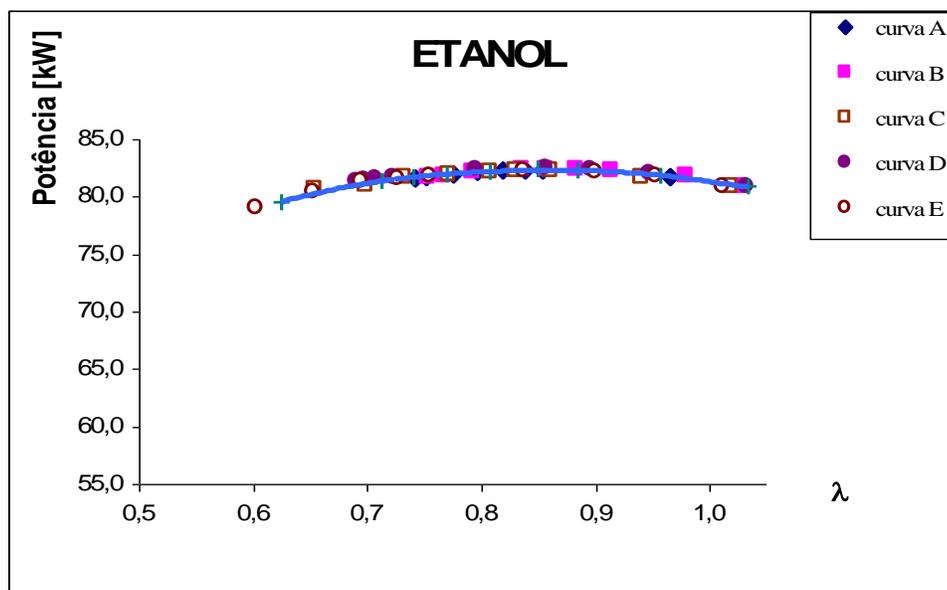


Figura (4.5). Potência em relação à λ do combustível etanol

A figura (4.6) representa os valores médios da potência em relação à λ dos cinco combustíveis testados. Verifica-se que os combustíveis oxigenados (mtbe e etanol) além de apresentarem λ de máxima potência em zonas mais ricas, permitem maior enriquecimento da mistura sem que caia significativamente a potência.

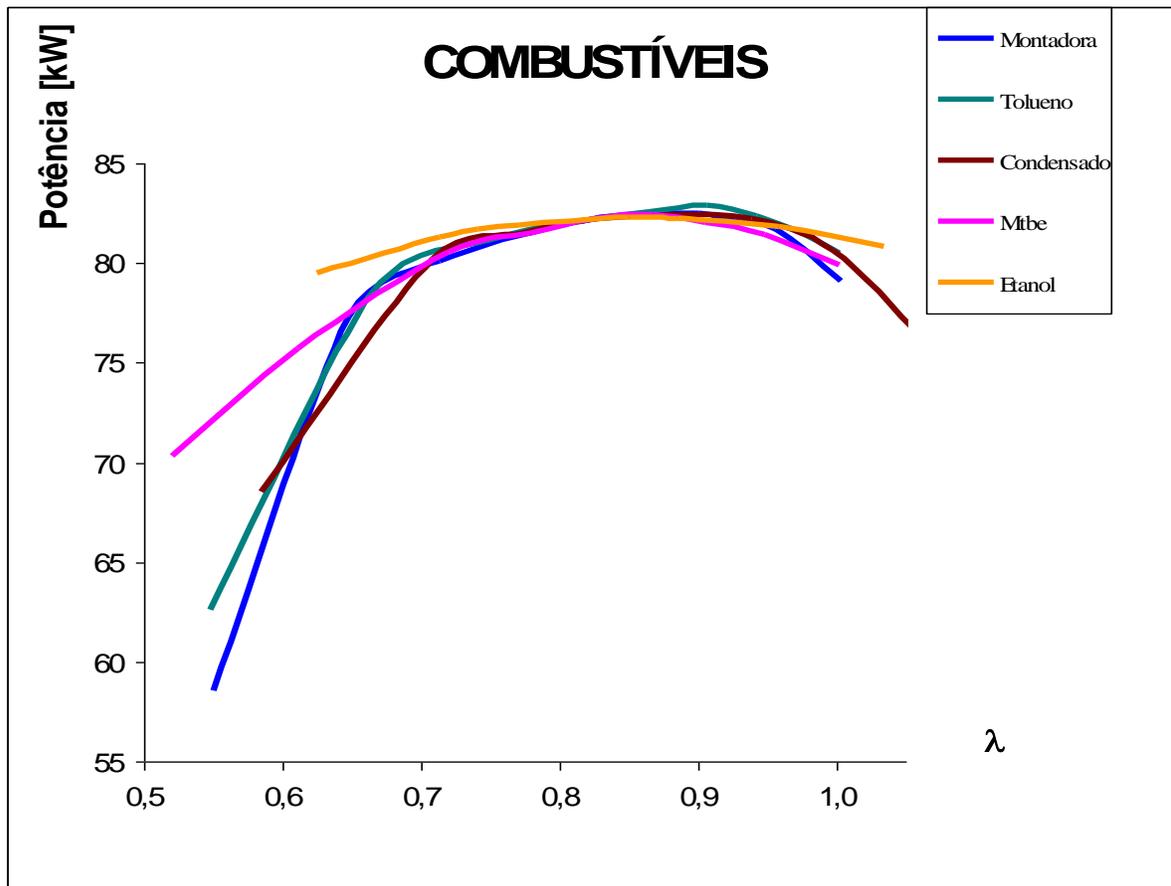


Figura (4.6). Potência em relação à λ dos combustíveis montadora, tolueno, condensado, mtbe e etanol

6 CONCLUSÃO

O principal objetivo desta pesquisa foi o de verificar o ponto de máxima potência em relação à mistura ar/combustível. Conhecendo os valores de λ para a máxima potência, é possível determinar parâmetros para a correção da dosagem de combustível feita pela injeção eletrônica quando o motor for submetido a variações de carga e rotação. Os combustíveis analisados podem ser separados em dois grupos, devido às proximidades dos valores de λ de máxima potência obtidos. Os combustíveis montadora, condensado e tolueno apresentaram valores de λ de máxima potência em torno de 0.89, e os combustíveis mtbe e etanol, em torno de 0.86.

Para obter combustão completa em combustíveis que apresentam proporções elevadas de oxigênio na molécula, necessita-se de uma menor relação ar/combustível, pois parte do oxigênio necessário para oxidação do combustível já está presente na molécula. Esse fato pode ser observado no combustível etanol, o qual apresenta relação estequiométrica ar/combustível de 8.98:1 em massa, ao passo que o combustível montadora é de 14.57:1. Os combustíveis que apresentam oxigênio na sua composição molecular caracterizam-se por apresentar maior consumo específico pois a proporção de carbono e hidrogênio disponível é menor em relação à massa total de mistura. Os combustíveis oxigenados apresentaram λ de máxima potência em zonas mais ricas, pois possuem maiores entalpia de vaporização.

O poder calorífico é responsável pela energia liberada na combustão e está compreendido na maioria dos hidrocarbonetos na faixa de 35000 kJ/kg a 45000 kJ/kg. O poder calorífico está associado à relação hidrogênio/carbono existentes na molécula e a forma que estão ligados entre si. Verifica-se que, quanto maior a relação hidrogênio/carbono, maior será o valor do poder calorífico, pois o calor de combustão do hidrogênio é quase quatro vezes maior do que o do carbono; por outro lado, a presença de oxigênio na molécula tende a diminuir o valor do poder calorífico. Enfim, o poder calorífico está associado à composição ponderada dos elementos C, H, O, etc presentes no combustível, responsáveis pela energia de formação liberada na combustão. O volume de mistura contido na câmara de combustão para determinada rotação do motor, pode ser considerado o mesmo para os diferentes combustíveis, pois a eficiência volumétrica mantém-se constante; convém, portanto, associar o poder calorífico dos combustíveis em volume por kg de ar. Neste caso o poder calorífico dos combustíveis testados apresenta valores próximos a 3000kJ/kg_{ar}, ou seja, a potência

liberada por estes combustíveis não tem diferenças significativas considerando somente o poder calorífico.

A partir dos resultados obtidos nos testes pode-se concluir que a máxima eficiência de conversão de um combustível acontece na região estequiométrica, onde ocorre a combustão completa com a máxima temperatura de chama. A máxima potência efetiva, entretanto, não se localiza nessa região, pois, enquanto há um decréscimo da eficiência de conversão com o enriquecimento da mistura, há um aumento da densidade, devido à vaporização do combustível, e um acréscimo de pressão, proveniente da expansão molar gerada pela combustão, bem como a redução da temperatura adiabática de chama. A zona de máxima potência ocorre nos valores de λ entre 0.85 e 0.91 para os combustíveis testados.

Outra forma de correlacionar os combustíveis, para um trabalho posterior, pode ser feita considerando as famílias dos combustíveis (ex. parafínicos, olefínicos, aromáticos, naftênicos, álcoois e éteres). A partir da análise do comportamento de cada família é possível elaborar e testar misturas de combustíveis que forneçam maiores potências, menores consumos e que sejam menos agressores do meio ambiente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Ávila, M.T. e Santos A.M., 1993, “**Use of Ethanol Vapor in Spark Ignition Engines**”, SAE Technical Paper Series, Escola de Eng. São Carlos Brasil.
- Baker, H.D., Ryder, E.A ., Baker, N.H., 1975, “**Temperature Measurement in Engineering**”, Ed. Omega Press,.
- Bendat, J.S., & Piersol, A.G., 1971. Randon Data, “**Analysis and Measurement Procedures**”, Wiley-Intercience.
- Blair, G.P, 1996, “**Design and Simulation of Two-Stroke Engines**”, SAE Publications Group, USA.
- Broge, J.L., 2000, “**Building Better Engines Through Natural Selection**”, SAE Magazine September.
- BS 1042: Section 1.1:1981, “**Methods of Measurement of Fluid Flow in Closed Conduits**”, British Standads Institution.
- Curry, S., “**A Three Dimensional Study of Flame Propagation in Spark Ignition Engine,**” SAE Transactions, Vol. 71, 1973, pp.628-650.
- Deschamps, C.J., and Watkins, ^aP., 1994, “**Modelling of Turbulent Flow Through Intake Systems of Internal Combustion Engines – Large Valve Lifts**”, Department of Mechanical Engineering, University of Manchester Institute of Science and Technology, England.
- Electromotive engines controls, 1998, “**Installation and Calibration Manual**”, 4 th, Virginia.
- Fenton, J. 1986. “**Gasoline Engine Analysis**”, University, Cambridge.
- Fristrom, R. M, e Westenberg, A. A, 1965. “**Flame Structure**”, McGraw-Hill.
- Giacosa, D.,2000, “**Motori Endotermici**”, Ed. Ulrico Hoepli – 15 ed. Milano.
- Gillespie, T. D., 1992, “**Fundamentals of Vehicle Dynamicas**”, SAE Publications Group, USA.

Glassman, I. 1977, "**Combustion**", Academic Press.

Guibet, J.C. e Martin, B. 1987, "**Carburants et Moteurs**", publications de l'institut français du pétrole- collection "science et technique du pétrole" n:28.

Harralson, J., 1995, "**Design of Racing and High Performance Engines**" SAE publications PT-53

Heywood, J. B., 1988, "**Internal Combustion Engine Fundamentals**", McGraw-Hill, Book Company.

Holman, J. P., 1994, "**Experimental Methods for Engineers**", 6 ed. McGraw-Hill

Jewitt, C. H., Bostick, G.L., and Kersey, V.L., 1987, "**Fuel Injector, intake Valve, and Carburetor Detergency Performance of Gasoline Additives**", SAE paper 872114.

Jost, K., 2000, "**42 V will enable 10% better fuel economy**", SAE Magazine September.

Jost, K., 2000, "**Células de Combustível Conceitos e Tecnologia**", SAE Magazine jul.-ago.

Karpov, V. P. et alli. 1986, "**Turbulent Combustion of Alcohols**", Fizika Goreniya I Vzryva. Vol. 22, no. 4 (jul.-aug.) 12-14.

Law, C.K et alli 1987, "**Alcohol Droplet Vaporization in Humid Air**", Journal of Heat and Mass Transfer. Vol 30, no. 7, 1435-1443.

Lichty, L. C., "**Internal – Combustion Engines**", McGraw-Hill Book Company, Inc.

Millikem W. F., & Millikem D. L., 1995, "**Race Car Vehicle Dynamics**", SAE Publications Group, USA.

Monnerat, P., e Poggio, L., 2000, "**Software Flex-Fuel Sensor (SFS) – Sensor Lógico Aplicado ao Controle do Motor Variável Percentagem do Álcool**", SAE Technical Paper.

Motors, G, 1998, "**Sensores e Sinais de Informações do Motor**"

NBR ISO 1585 –1, 1986, "**Veículos Rodoviários – Código de Ensaio de Motores – Potência Líquida Efetiva**", ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas.

NBR ISO 5167 –1, 1984, “**Medição de Vazão de Fluidos por meio de Instrumentos de Pressão**”, ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas.

Obert, E.F. 1971, “**Motores de Combustão Interna**”, Editora Globo S.^a, Porto Alegre

Otto, E.R. 1994, “**Effect of Detergent Additives on Venezuelan Gasolines**”, SAE Technical Paper Series, Intevep S.A.

Page, P.J., Ward. D.D., Ruddle, A.R., and Phillips, P.A, 2000, “**Automotive Electromagnetic Emissions Measurements**”, SAE Magazine July.

Parisi, S., 2000, “**Diagnósticos e Testes em Válvulas Injetoras Eletromagnéticas de Combustível**”, Revista Mais Automotiva ano III – Número 17, p. 53-55.

Plint, M, A & Martyr, A., 1997, “**Engine Testing Theory and Practice**”, Butterworth-Heinemann.

Retzloff, J.B., and Sneed, R. B., 1972, “**Fuel Detergency – Effects On Emissions**”, SAE paper 720941.

Saeed, M. N. Heinein, N. A. 1989, “**Combustion Phenomena of Alcohols in I. C. Engines**”, Journal of Engineering for Gas and Power. Vol. 111, July, 439-444

Santos, M. J.& Irigoyen, E. R. C., 1995, “**Metrologia Dimensional: Teoria e Prática**”, Porto Alegre: ed. Universidade/UFRGS.

Taylor, C. F. and Taylor, E. S., 1962, “**The Internal-Combustion Engine**”, Second Edition.

Truhan, J. e Covington, C., 1993, “**The Use of Method Surface Layer Activated to Measure Wear in Diesel Engine**”, SAE Technical Paper Series, Fleetguard Corp USA.

Urban, C.M., 1983, “**Calculation of Emissions and Fuel Economy when Using Alternate Fuels**”, EPA 460/3-83-009.

Wylen, G.J. e Sonntag, R.E., 1993, “**Fundamentos da Termodinâmica Clássica**”, 3^o edição – Editora Edgard Blücher Ltda – São Paulo.

Venanzi, D. 1972, “**Contribuição à Técnica do Emprego de Álcool Etílico em Motores de Ciclo Otto**”, Tese de Doutorado, São Carlos.

Vilanova, L. C., 1998, “**contribuição das emissões veiculares na qualidade do ar atmosférico na região metropolitana de Porto Alegre**”, Dissertação – Promec - UFRGS

Vuolo, J.H, 1998, “**Fundamentos da Teoria de Erros**”, Editora Edgard Blücher, São Paulo.

Zaro, M.A.Zaro e Borchardt, I.G, 1982, “**Instrumentação-Guia de Aulas Práticas**”, Editora da UFRGS, Porto Alegre.

Apêndice 1: Entalpia de combustão de alguns hidrocarbonetos, a 25 °C.

Hidrocarbonetos	Fórmula	H ₂ O líquido nos produtos (poder calorífico superior com sinal negativo).		Vapor de H ₂ O nos produtos (poder calorífico inferior com sinal negativo).	
		Hidrocarbonetos líquidos, kJ/kg	Hidrocarbonetos gasosos, kJ/kg	Hidrocarbonetos líquidos, kJ/kg	Hidrocarbonetos gasosos, kJ/kg
		Combustível	Combustível	Combustível	Combustível
Família parafínica:					
Metano	CH ₄		-55 496		-50 010
Etano	C ₂ H ₆		-51 875		-47 484
Propano	C ₃ H ₈	-49 975	-50 345	-45 983	-46 353
Butano	C ₄ H ₁₀	-49 130	-49 500	-45 344	-45 714
Pentano	C ₅ H ₁₂	-48 643	-49 011	-44 983	-45 351
Hexano	C ₆ H ₁₄	-48 308	-48 676	-44 733	-45 101
Heptano	C ₇ H ₁₆	-48 071	-48 436	-44 557	-44 922
Octano	C ₈ H ₁₈	-47 893	-48 256	-44 425	-44 788
Decano	C ₁₀ H ₂₂	-47 641	-48 000	-44 239	-44 598
Duodecano	C ₁₂ H ₂₆	-47 470	-47 828	-44 109	-44 467
Família olefínica					
Eteno	C ₂ H ₄		-50 296		-47 158
Propeno	C ₃ H ₆		-48 917		-45 780
Buteno	C ₄ H ₈		-48 453		-45 316
Penteno	C ₅ H ₁₀		-48 134		-44 996
Hexeno	C ₆ H ₁₂		-47 937		-44 800
Hepteno	C ₇ H ₁₄		-47 800		-44 662
Octeno	C ₈ H ₁₆		-47 693		-44 556
Noneno	C ₉ H ₁₈		-47 612		-44 475
Deceno	C ₁₀ H ₂₀		-47 547		-44 410
Família					
Alquilbenzênica					
Benzeno	C ₆ H ₆		-42 266	-40 141	-40 576
Metilbenzeno	C ₇ H ₈		-42 847	-40 527	-40 937
Etilbenzeno	C ₈ H ₁₀		-43 395	-40 924	-41 322
Propilbenzeno	C ₉ H ₁₂		-43 800	-41 219	-41 603
Butilbenzeno	C ₁₀ H ₁₄		-44 123	-41 453	-41 828