

1 - INTRODUÇÃO

1.1. Aspectos Gerais

Os preços dos combustíveis no Brasil e a sua disponibilidade apresentam constante variação devido a diversos fatores externos como a taxa do dólar, preço do petróleo, demanda de álcool em relação ao açúcar e a introdução do gás natural no mercado. Desta forma um veículo que funcione com vários combustíveis e extraia destes a máxima energia possível de forma a conciliar desempenho, dirigibilidade e baixo consumo de combustível, sem a necessidade de quaisquer alterações no motor após a sua fabricação, é sem dúvida um grande avanço tecnológico e propicia ao usuário certa independência em relação à política de preços de combustíveis praticada em nosso país. Recentemente, o uso de combustíveis alternativos tem sido objeto de debate. A gasolina e o óleo diesel são os principais combustíveis utilizados para veículos automotores no Brasil e no mundo. Porém, ambos são derivados do petróleo, um recurso natural não-renovável cujas reservas têm duração prevista de aproximadamente 37 anos se o consumo atual for mantido e de apenas 14 anos para o Brasil, ANBA (2003). O preço do barril do petróleo no mercado internacional é instável e, atualmente, tem uma tendência de alta devido à grande elevação do consumo por parte de países emergentes como a China. Os maiores produtores de petróleo têm dificuldades para atender à demanda. No Brasil, além de acompanhar as variações internacionais do valor do barril de petróleo, o preço da gasolina depende da cotação do dólar americano em relação ao Real. Outro fator que causa essa instabilidade e, normalmente, a elevação do preço do petróleo é o fato das maiores reservas estarem localizadas em regiões em constante conflito. Há também um elevado custo por parte do governo norte-americano com a manutenção de bases militares nessas regiões, gerando sempre uma ameaça no abastecimento por causa de problemas políticos e militares.

Os combustíveis alternativos são avaliados como uma proposta para a substituição da gasolina e do óleo diesel. O álcool, usado mais comumente, já é um combustível regular em países como o Brasil desde a década de 70 na forma de etanol. Também, em alguns

países, o etanol ou o metanol são usados adicionados à gasolina como agentes anti-detonante e para reduzir a demanda de petróleo. No Brasil, atualmente, é regulamentada a adição de 20 a 25% de etanol à gasolina, ANP (2005). O gás natural também é apresentado como uma alternativa viável e pode ser usado em veículos adaptados para o seu uso ou dedicados a ele. Outro combustível que começa a ser utilizado na frota de veículos pesados, como alternativa ao óleo diesel, é o Biodiesel. Este é um combustível obtido através de um processo de transesterificação que se baseia em reações químicas entre as oleaginosas e o etanol ou metanol. No Brasil está em regulamentação a utilização de 2% de Biodiesel no diesel e várias pesquisas realizadas apontam a possibilidade de utilização de maiores percentuais, ANP (2005).

No início da década de 60, os países produtores de petróleo criaram a OPEP, Organização dos Países Exportadores de Petróleo, composta pelo Irã, Iraque, Kuwait, Arábia Saudita e Venezuela, que assumiu o controle do mercado internacional. Em 1973, a Arábia Saudita promoveu o embargo do petróleo e o valor do barril do petróleo quadruplicou. Em 1979, eclodiu a revolução iraniana e novamente o preço do barril subiu rapidamente, OPEC (2005). Nessa época, o álcool etílico foi introduzido no mercado brasileiro, através do PROALCOOL - Programa Nacional do Álcool. Inicialmente, o álcool etílico foi adicionado à gasolina para depois ser vendido puro para as montadoras começarem a produzir veículos movidos a álcool etílico. O mercado brasileiro, em consequência de incentivos do governo, absorveu o combustível e em pouco menos de uma década aproximadamente 95% da produção nacional de veículos de passeio era movida com álcool etílico. Porém, devido à crise que gerou o desabastecimento da frota, houve uma reversão nessa tendência. Já no final da década de 90, a participação de mercado desses veículos não ultrapassava 1% do total. Com isso a produção de álcool etílico no Brasil só tendia a diminuir, restando somente a demanda para a adição na gasolina e para a manutenção de uma frota a álcool decrescente, ÚNICA (2005).

O álcool brasileiro, também conhecido como etanol hidratado ou álcool etílico hidratado, é extraído da cana de açúcar e é composto de 94% de etanol e 6% de água. Devido a sua origem ser a mesma do açúcar, a variação da demanda de açúcar no

mercado internacional pode ocasionar variação do preço no mercado interno, ANP (2005).

O gás natural, também conhecido como GNV - gás natural veicular, ou GMV - gás metano veicular, é uma alternativa viável tanto para motores de ciclo OTTO quanto para motores de ciclo DIESEL. O GNV não é caracterizado pelo número de octanos e é amplamente utilizado o índice de número de metano para expressar a sua resistência a auto-ignição. Este combustível é composto principalmente por gás metano, aproximadamente 90%, sendo os outros dez por cento compostos por etano, butano, propano, nitrogênio e gás carbônico. O GNV é considerado um dos melhores substitutos para a gasolina por ser um combustível mais econômico e pouco poluente, este um critério importante devido às severas leis de emissões atualmente em vigor na Europa e EUA e as que estarão em vigor em poucos anos no Brasil, INGERSOL (1995).

Em meados da década de 80, o gás natural como combustível automotivo foi introduzido no Brasil através do PLANGAS - Plano Nacional de Gás Natural, com o objetivo de minimizar os efeitos da crise internacional do petróleo no mercado de veículos de carga e transporte de passageiros, substituindo o óleo diesel. O gás natural apresenta menores índices de emissão de gases poluentes e particulados que o óleo diesel, tornando-o mais interessante para fins de redução de emissões. Devido a diversos fatores internos, externos e de distribuição, o seu uso não se tornou economicamente atraente aos empresários que tinham como opção a conversão da frota de diesel para GNV. Nos últimos cinco anos, o interesse por esse combustível tem aumentado, porém, em automóveis pequenos e médios, movidos originalmente a gasolina ou a álcool etílico. O número de postos suprindo este combustível subiu de 65 em 1999 para aproximadamente 700 no início de 2005, mostrando um elevado investimento em infraestrutura para o reabastecimento com GNV. A conversão pode ser feita através da instalação de um “kit gás”, ANP (2003).

O desenvolvimento da tecnologia do motor flexível, capaz de operar adequadamente com mais de um combustível sem intervenção do homem, deu seus primeiros passos em pesquisas realizadas nos EUA, Europa e no Japão com o intuito de solucionar o problema da falta de infra-estrutura de reabastecimento, a qual inviabilizava a expansão do uso destes combustíveis. A tecnologia desenvolvida e usada nos EUA e Europa

baseia-se no reconhecimento do combustível por meio de um sensor inserido na linha de alimentação ou no reservatório de combustível que avalia o teor de álcool etílico anidro presente na gasolina.

Em 2003, a Volkswagen lançou no Brasil o primeiro automóvel com o motor flexível bi-combustível. Este veículo é capaz de funcionar com a gasolina brasileira (adicionada com álcool etílico), com álcool etílico hidratado ou com a mistura destes dois combustíveis em qualquer proporção. Logo em seguida as outras montadoras colocaram em produção veículos dotados com a mesma tecnologia, oferecendo uma gama de motores desde 1,0 até 2,0 litros. Estima-se que ao final do ano de 2006 mais de 60% dos veículos produzidos no país possuam esta tecnologia. A tecnologia utilizada no Brasil visa um baixo custo, dispensando a utilização de sensores adicionais para a identificação do combustível: os fatores que determinam a mistura são a eficiência e a qualidade da combustão. Com estes dados obtidos da sonda lambda, ocorre a adaptação automática do sistema às novas condições de trabalho. Esta tecnologia bi-combustível, no panorama atual de procura de alternativas ao uso da gasolina, colabora com a efetiva utilização do álcool etílico, pois propicia uma transição gradativa e a fácil adaptação do consumidor a eventuais variações de oferta dos combustíveis. Embora esta tecnologia já seja de uso comum, muito tem sido feito em busca da obtenção de um menor consumo de combustível por parte das montadoras, existindo ainda uma margem para melhoria através do aumento da eficiência para cada combustível e menor índice de emissões.

Um dos aspectos que merecem atenção é o compromisso atual da razão volumétrica de compressão para possibilitar o funcionamento adequado do motor em uma ampla faixa de percentual de mistura: dessa forma, a operação utilizando apenas gasolina C ou apenas álcool etílico é aquém daquela possível com motores mono-combustível. Com a possibilidade de introdução do GNV nos motores flexíveis, o seu potencial para operar com razões volumétricas de compressão maiores que as praticadas poderão deixar de ser explorado.

A elevação da razão volumétrica de compressão de um motor altera várias características em seu funcionamento. A princípio, teoricamente, as pressões de início e final de combustão aumentam, HEYWOOD (1988). A eficiência térmica do motor tende a aumentar, contudo depende da capacidade do combustível resistir à auto-

ignição. Nesse caso, o ângulo de avanço de ignição e a velocidade de queima devem possibilitar atingir o ponto de operação do máximo torque (MBT). A resistência à auto-ignição por compressão da mistura ar-combustível não queimada à frente da chama é uma das mais importantes propriedades de um combustível para motores a ciclo Otto. Baixa resistência à auto-ignição tende a causar combustão espontânea e rápida de uma expressiva quantidade da mistura, podendo causar superaquecimento e severos danos ao motor com o eventual surgimento de gradientes bruscos de pressão dentro dos cilindros, GARRET (1991).

A tecnologia do motor flexível seria perfeitamente adequada para motores de razão volumétrica de compressão variável, pois neste caso, cada um dos combustíveis seria utilizado com a sua razão volumétrica de compressão adequada. No entanto, o motor com a razão volumétrica de compressão variável não é, atualmente, economicamente viável, impossibilitando a sua aplicação para veículos comerciais no Brasil.

Uma forma de se controlar as temperaturas e pressões ao longo da combustão, obtendo-se um efeito similar ou em alguns casos superior ao da variação da razão volumétrica de compressão, é aumentar a pressão de entrada do comburente, através de um sobre-alimentador, como um turbocompressor. Dessa forma, o controle da pressão de alimentação do ar de admissão controlada eletronicamente permitiria obter ganhos significativos e atingir o melhor desempenho para cada combustível ou mistura utilizada.

Neste trabalho é analisado o comportamento da gasolina, do álcool etílico e do GNV em função da razão volumétrica de compressão e do nível de turboalimentação, visando-se atingir o máximo ganho de desempenho possível sujeito à manutenção dos mesmos níveis de consumos específicos obtidos na melhor versão do motor aspirado, para cada combustível.

Por se tratar de um motor compacto e pequeno, esta concepção de motor multicomcombustível turboalimentado torna-se também uma opção de redução de tamanho de motores maiores, comumente chamada de *Downsizing*, devido à redução de atrito produzindo ganhos de eficiência energética global.

1.2. Revisão Bibliográfica

1.2.1. Motores de combustão interna

1.2.1.1. História e definição

Um motor é um dispositivo que gera energia mecânica a partir de uma outra forma de energia. Um motor térmico é um motor que converte energia química de um combustível para energia mecânica, GANESAN (1995).

Motores de combustão interna são máquinas nas quais energia química é convertida em energia térmica por meio da combustão de uma mistura de ar e combustível e parte desta energia é transformada em energia mecânica, BASSHUYSEN; SHÄFER (2002).

O propósito de um motor de combustão interna é a produção de potência mecânica vinda da energia química contida no combustível. Em um motor de combustão interna essa energia é liberada pela queima ou oxidação do combustível dentro do motor, HEYWOOD (1988).

Trabalhos em sistemas de locomoção foram realizados em várias partes do mundo. Em 1876, Nikolaus August Otto construiu com sucesso o primeiro motor quatro tempos. Em 1886, Karl Benz e Gottlieb Daimler simultaneamente e independentemente desenvolveram motores leves, de alta velocidade, dos quais os atuais motores a gasolina foram originados. Em 1892, Rudolf Diesel criou seu motor de ignição por compressão, sendo utilizado inicialmente apenas para aplicações estacionárias, BASSHUYSEN; SHÄFER (2002).

O processo de combustão distingue dois tipos de motores que dominam não só a aplicação automotiva como outras, denominados motores ciclo Otto e ciclo Diesel. O primeiro seria caracterizado por uma combustão a volume constante e o segundo a pressão constante, caracterização difícil de ser evidenciada em motores modernos. Uma classificação menos ambígua seria a forma de como se dá a ignição da mistura, se produzida por centelha no primeiro caso, ou se espontânea no segundo. A combustão espontânea é resultado das altas pressões e temperaturas produzidas durante a

compressão da mistura no cilindro. Essa classificação também é deficiente. Há motores, em princípio de ignição espontânea quando utilizando diesel, mas que necessitam de assistência de vela de centelha ou incandescente quando operando com combustíveis menos apropriados para esse tipo de operação, como álcool ou GNV, CHMELA (1980) e WILLI *et al.* (1995). Há motores, denominados dual, onde a ignição é produzida por uma quantidade mínima de diesel, mas a propagação da chama na mistura de GNV com ar se dá da mesma maneira que em motores a gasolina e álcool, CHALLEN; BARANESCU (1999). Portanto, a melhor classificação é pelo regime dominante de propagação da chama, se do tipo pré-misturado ou do tipo por difusão. Esses regimes caracterizam o comportamento operacional do motor. No caso de propagação de chama pré-misturada é possível a utilização de todo o ar presente na câmara de combustão que é rápida, sendo, portanto, possíveis potências específicas muito altas. Esse comportamento, no seu caso extremo, é evidenciado pelos motores de competição, como os turbo-alimentados utilizados na fórmula 1 na década de 80 que atingiram mais de 1000 HP por litro de deslocamento, BAMSEY (1988). No caso da propagação da chama por difusão a eficiência térmica aumenta com a redução da carga do motor, não havendo problemas de combustão anômala com o aumento do nível de turboalimentação. Esses motores são extremamente eficientes e duráveis, o que os fazem a opção preferida para aplicações comerciais. Portanto, as classificações ciclo Otto e Diesel devem ser consideradas mais como referências que ajudam o entendimento da operação de motores de combustão interna.

1.2.1.2. Ciclo OTTO ideal

O ciclo motor ou termodinâmico básico de referência para os motores de ignição por centelha é o ciclo OTTO. O ciclo OTTO consiste em 6 fases distintas, se caracterizando principalmente pela combustão a volume constante. Para a análise deste ciclo, considera-se que somente ar, comportando-se como gás ideal, é admitido para dentro do cilindro. Os diagramas de PV e TS são apresentados na Figura 1.1 e mostram as fases do ciclo OTTO, composto por dois processos isovolumétricos e dois processos isentrópicos.

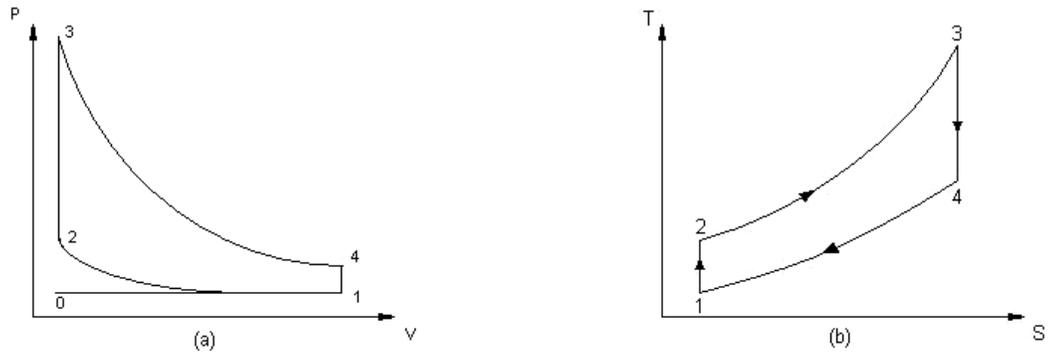


Figura 1.1 - a) Diagrama PV e b) Diagrama TS para o ciclo OTTO, HEYWOOD (1988)

0 → 1 – Admissão adiabática: ar é introduzido para dentro do cilindro a pressão constante.

$$Q_{0 \rightarrow 1} = 0 \quad (1.1)$$

$$w_{0 \rightarrow 1} = P_0(v_1 - v_0) \quad (1.2)$$

1 → 2 – Compressão isentrópica: o ar no interior do cilindro é comprimido quando o pistão desloca do PMI para PMS.

$$Q_{1 \rightarrow 2} = 0 \quad (1.3)$$

$$w_{1 \rightarrow 2} = c_v(T_1 - T_2) \quad (1.4)$$

2 → 3 – Adição de calor a volume constante: durante esse processo, o calor é fornecido através da combustão.

$$Q_{2 \rightarrow 3} = Q_{in} = c_v(T_3 - T_2) \quad (1.5)$$

$$w_{2 \rightarrow 3} = 0 \quad (1.6)$$

3 → 4 – Expansão isentrópica: o pistão desloca do PMS para PMI produzindo trabalho.

$$Q_{3 \rightarrow 4} = 0 \quad (1.7)$$

$$w_{3 \rightarrow 4} = c_v(T_3 - T_4) \quad (1.8)$$

4 → 1 – Exaustão a volume constante: o calor não aproveitado é rejeitado para a fonte fria.

$$Q_{4 \rightarrow 1} = Q_{out} = c_v(T_1 - T_4) \quad (1.9)$$

$$w_{4 \rightarrow 1} = 0 \quad (1.10)$$

1 → 0 – Exaustão a pressão constante: o pistão desloca do PMI para PMS para a expulsão dos gases resultantes da queima.

$$Q_{1 \rightarrow 0} = 0 \quad (1.11)$$

$$w_{1 \rightarrow 0} = P_0(v_0 - v_1) \quad (1.12)$$

No ciclo ideal, o trabalho realizado para a introdução e retirada do fluido de trabalho é nulo, ou seja:

$$w_{0 \rightarrow 1} + w_{1 \rightarrow 0} = P_0(v_1 - v_0) + P_0(v_0 - v_1) = 0 \quad (1.13)$$

A eficiência térmica do ciclo é o trabalho realizado dividido pelo calor introduzido no processo. Esta eficiência pode ser representada também pela equação:

$$(\eta_t)_{OTTO} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \quad (1.14)$$

sendo γ a razão entre os calores específicos e r_c a razão volumétrica de compressão. Através desta equação de eficiência, vê-se que a eficiência térmica do motor funcionando com o ciclo teórico OTTO depende somente da razão volumétrica de compressão e da relação dos calores específicos, GANESAN (1995) e PULKRABEK (1997).

Em motores turboalimentados, a entalpia contida nos gases de descarga, perdida em motores aspirados, é reaproveitada na turbina onde os gases de exaustão são expandidos acionando diretamente um compressor, o qual por sua vez, possibilita aumentar a massa de mistura admitida e conseqüentemente gerar um aumento de potência nestes motores,

FERGUSON (1986). Durante a exaustão, o motor e o turbocompressor estão ligados termodinamicamente e não mecanicamente, BASSHUYSEN; SHÄFER (2002).

Com o turboalimentador em plena operação, parte do trabalho de compressão é executado no compressor do mesmo e parte do trabalho de expansão na turbina. Portanto, tanto a razão volumétrica de compressão como a razão de expansão efetiva seriam maiores que nos motores naturalmente aspirados, criando a expectativa de uma maior eficiência térmica, o que não necessariamente ocorre. Perdas de cargas nos sistemas de admissão e exaustão produzem desperdício de trabalho útil. As eficiências de compressão e expansão são substancialmente menores que um. Se a energia que movimenta a turbina é, essencialmente, obtida do trabalho de bombeamento executado pelo pistão, o turboalimentador produz uma perda, não um ganho de eficiência. Portanto, o aumento de eficiência dependerá do nível de aproveitamento da energia da exaustão que de outra forma seria desperdiçada. Respeitando-se essa restrição, o benefício da utilização de mistura pobre pode ser estendido com o turboalimentador para valores de pressão média efetiva que sem o mesmo não seria atingida. Esse é um recurso sistematicamente utilizado em motores comerciais a GNV, MANIVANNAN (2003).

O diagrama PV para motores sobrealimentados é apresentado na Figura 1.2 e mostra a diferença da pressão de admissão em relação à pressão de exaustão. Neste caso a exaustão a volume constante é representada pelos índices $4 \rightarrow 5$ e a exaustão a pressão constante pelos índices $5 \rightarrow 6$, a admissão a volume constante é representada pelos índices $6 \rightarrow 7$ e a admissão à pressão constante pelos índices $7 \rightarrow 1$. Devido ao aproveitamento da energia dos gases de descarga, a eficiência térmica deste ciclo é maior que o ciclo de um motor aspirado, como pode ser visto no diagrama pelo acréscimo da área 1-5-6-7 além do crescimento das pressões ao longo de todo o ciclo, que também contribuem para o aumento da área 1-2-3-4.

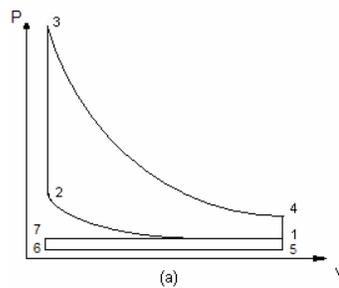


Figura 1.2 - Diagrama PV para turboalimentação, PULKRABEK (1997)

1.2.1.3. Ciclo real para motores de ignição por centelha

As transformações reais dentro da câmara de combustão de um motor de quatro tempos de ignição por centelha são apresentadas na Figura 1.3. A Figura 1.4 mostra o diagrama PV para o ciclo Otto real. As diferenças em relação aos motores sobrealimentados são também abordadas.

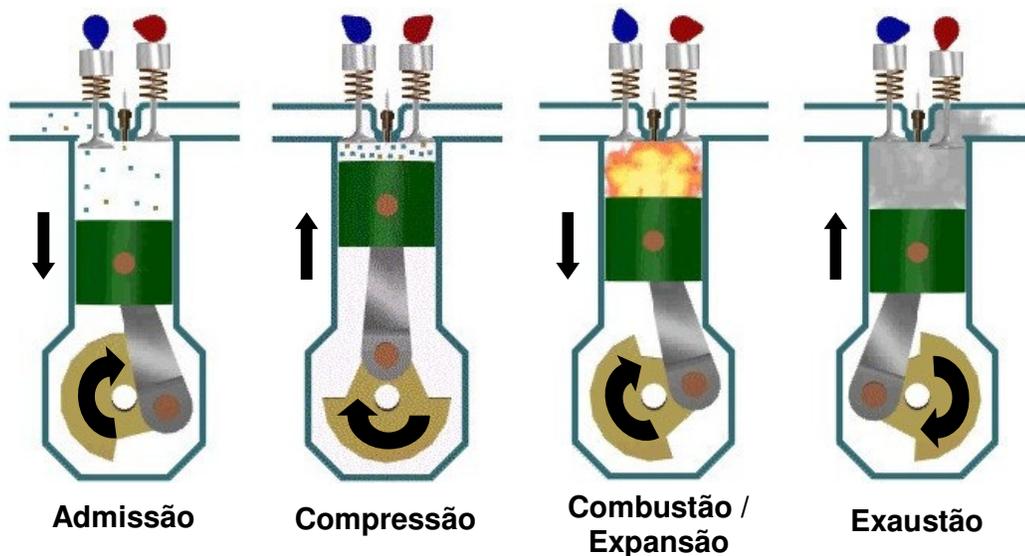


Figura 1.3 - Os quatro tempos do ciclo real

Primeiro tempo - Admissão: o pistão se desloca do PMS (ponto morto superior) até o PMI (ponto morto inferior) com a válvula de admissão aberta e a de descarga fechada. Isso aumenta o volume interno do cilindro que propicia uma queda de pressão. A diferença de pressão resultante entre o sistema de admissão e a pressão atmosférica externa faz com que a mistura seja aspirada para o interior do cilindro. Combustível é

adicionado na quantidade necessária por eletroinjetores ou carburadores para formar a mistura ar/combustível antes da sua entrada no cilindro.

Segundo tempo - Compressão: Quando o pistão atinge o PMI, inicia-se o tempo de compressão, a válvula de admissão se fecha alguns graus após o PMI, de forma a aproveitar a inércia do fluxo de admissão aumentando o enchimento do cilindro, em seguida o pistão retorna para o PMS com todas as válvulas fechadas. A mistura de ar/combustível é comprimida, elevando a pressão e temperatura no interior do cilindro. Próximo ao final da compressão, a vela de ignição fornece a centelha e a combustão é iniciada.

Terceiro tempo - Combustão e expansão: A combustão da mistura ar/combustível ocorre em um pequeno intervalo de tempo com o pistão próximo ao PMS. Ela se inicia próximo ao final da compressão e termina no início da expansão. A combustão altera a composição da mistura gasosa para os produtos da combustão e eleva a temperatura no cilindro até atingir a temperatura máxima, elevando também a pressão até atingir a pressão máxima. Motores a gasolina geralmente atingem a máxima eficiência de combustão quando o avanço de ignição é ajustado tipicamente para valores entre 10 a 40 graus APMS, e a aproximadamente 10 graus DPMS (depois do PMS) metade da combustão já ocorreu e se completa cerca de 30 a 40 graus DPMS, HEYWOOD (1988).

Com as válvulas fechadas, a alta pressão criada pela combustão empurra o pistão até o PMI, produzindo o trabalho do ciclo do motor e diminuindo a temperatura e a pressão dentro do cilindro antes do pistão atingir o PMI.

Blowdown ou abertura da válvula de descarga: ao final da expansão, a válvula de descarga é aberta e ocorre o início da exaustão. A pressão e temperatura no cilindro ainda são altas em relação ao ambiente, e a diferença de pressão entre o interior do cilindro e o sistema de exaustão faz com que os gases de descarga sejam expelidos do cilindro quando o pistão está perto do PMI. Esses gases de descarga ainda possuem alta entalpia, o que reduz a eficiência do ciclo térmico.

Quarto tempo - Exaustão: Quando o pistão alcança o PMI, o *blowdown* já terminou, porém, o cilindro ainda está com os gases resultantes da combustão aproximadamente a

pressão atmosférica. Como a válvula de descarga permanece aberta e o pistão é deslocado do PMI ao PMS, a maioria dos gases de exaustão remanescentes é expelida, deixando somente o volume da câmara de combustão ocupado por esses gases. No final do tempo de exaustão, a válvula de admissão começa a se abrir e a válvula de descarga a se fechar. Este tempo em que as duas estão abertas ao mesmo tempo é chamado de cruzamento de válvulas e ajuda a trocar os gases remanescentes da combustão por mistura fresca. Ao final da exaustão, o ciclo se reinicia, PULKRABEK (1997).

Para motores equipados com sobrealimentadores, com a pressão de admissão acima da pressão atmosférica é possível aumentar a massa de combustível admitida durante o ciclo resultando no aumento do trabalho indicado. Desta forma, no primeiro tempo a mistura é forçada para dentro dos cilindros pelo compressor. Maiores pressões de admissão elevam todas as pressões durante o ciclo, e maior calor é fornecido ao sistema durante a combustão. Contudo, crescem também as temperaturas, tornando-se necessário a adoção de um trocador de calor após o compressor para baixar a temperatura de admissão e evitar a detonação, PULKRABEK (1997). A Figura 1.4 (a) e (b) mostra respectivamente a comparação entre os ciclos ideal e real em um motor aspirado e um motor turboalimentado.

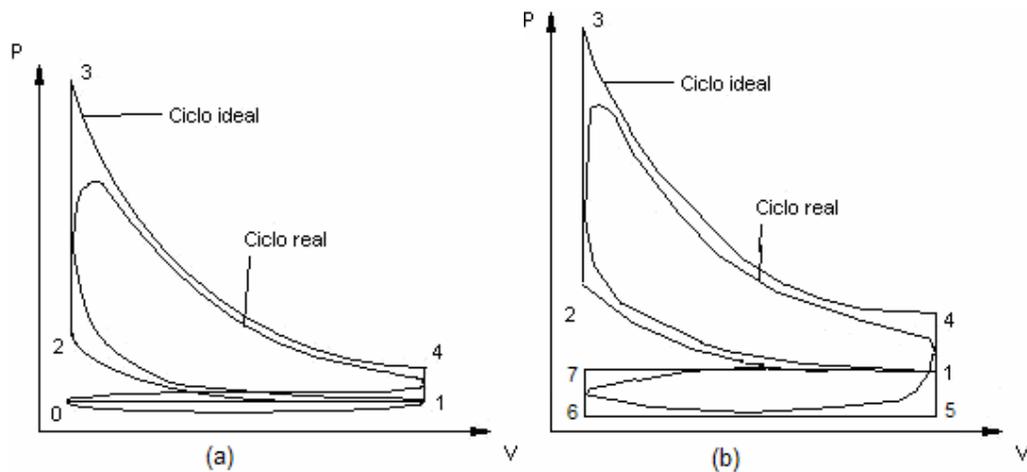


Figura 1.4 - a) Diagrama PV ciclo aspirado b) Diagrama PV ciclo turboalimentado, GIACOSA (2004)

1.2.1.4. Razão volumétrica de compressão e número de octanos.

A razão volumétrica de compressão é uma característica construtiva do motor que tem grande influência em sua eficiência térmica, sendo definida como o quociente entre os volumes do motor quando o pistão está no PMI, ponto morto inferior, e no PMS, ponto morto superior. Segundo a Figura 1.5, o volume do cilindro quando o pistão está no PMS é o volume da câmara de combustão, V_C , e o volume quando o pistão está no PMI é o volume da câmara de combustão mais o volume deslocado, V_D . O volume deslocado é aquele considerado quando o pistão desloca do PMI para o PMS ou vice-versa, PULKRABEK (1997).

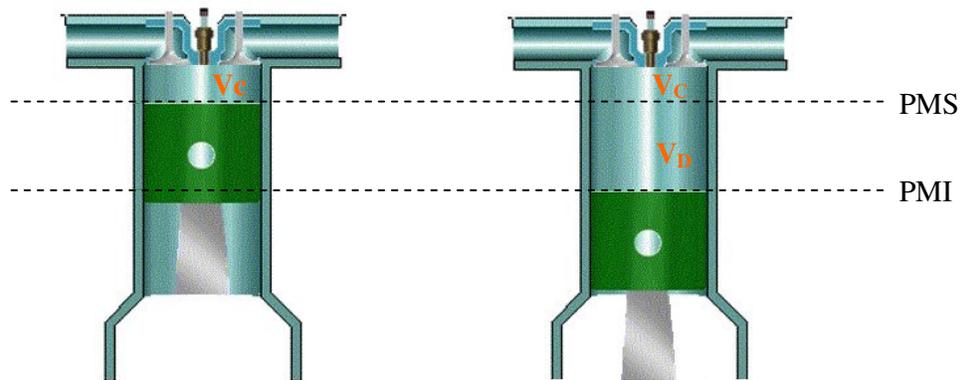


Figura 1.5 - Cilindros com o pistão no PMS à esquerda e no PMI à direita

A razão volumétrica de compressão pode ser dada, então, pela equação:

$$r_c = \frac{V_C + V_D}{V_C} \quad (1.15)$$

Nota-se, através da equação 1.15, que se reduzindo o V_C e mantendo o valor do volume deslocado, ocorre a elevação da razão volumétrica de compressão. Esta redução do V_C pode ser feita simplesmente com a adição de material na cabeça do pistão, sendo necessário somente a troca do jogo de pistões. Contudo, esta adição de material altera a inércia do pistão e a razão volumétrica de compressão, que por sua vez, aumentam a pressão motorizada. A pressão motorizada é definida como sendo a pressão, de valor constante, que agindo no tempo de expansão contra o movimento do pistão, produziria as mesmas perdas que as produzidas pelo atrito do motor somada às perdas ocasionadas

pelo bombeamento dos gases de admissão e exaustão e às perdas oriundas dos sistemas auxiliares.

A Figura 1.6 mostra a influência da razão volumétrica de compressão na eficiência térmica e na pressão média efetiva em um motor de ignição por centelha a plena carga. Para este caso mostrado na Figura 1.6, o avanço de ignição foi ajustado de forma a se obter o torque máximo. A Figura 1.6 mostra que a eficiência térmica se eleva até a razão volumétrica de compressão 17:1 e depois começa a diminuir devido ao aumento do atrito, BASSHUYSEN; SCHÄFFER (2002). Porém, com aumento da razão volumétrica de compressão há o aumento da emissão de óxidos nitrosos e hidrocarbonetos, BASSHUYSEN; SCHÄFFER (2002).

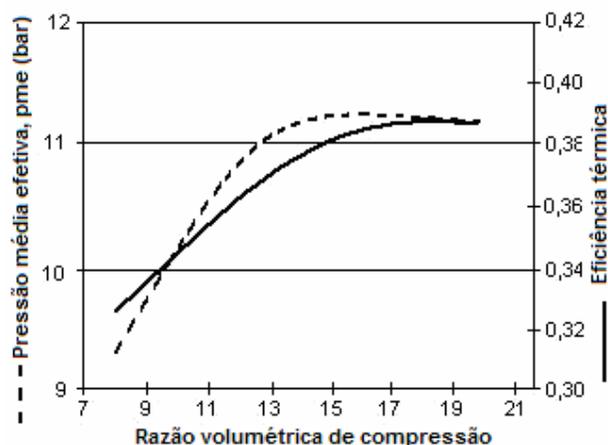


Figura 1.6 - Influência da razão volumétrica de compressão na PME e na eficiência térmica do motor, HEYWOOD (1988)

O número de octanos, ou octanagem de um combustível, é a medida prática da sua resistência à auto ignição, HEYWOOD (1988). O número de octanos de um combustível é a característica que descreve como o combustível irá se comportar em relação à auto-ignição. Ela é calculada através de métodos práticos que a relacionam a uma mistura de n-heptano, considerando-o com o número de octanos igual a zero, e isooctano, considerando o seu número de octanos igual a 100, PULKRABEK (1997).

1.2.1.5. Combustão nos motores

Em uma combustão normal, a chama é iniciada por uma centelha em um instante pré-determinado e atravessa a câmara de combustão de maneira progressiva e com velocidade controlada. Como a combustão dura um período finito de tempo, é iniciada antes do pistão atingir o PMS, próximo ao final da compressão. A combustão causa elevação de pressão e temperatura. Caso a ignição seja muito adiantada, haverá um grande aumento da pressão e temperatura, pelo aumento do trabalho de compressão, produzindo transferência de calor e atrito excessivos. Por outro lado, se a ignição for muito atrasada, o aumento da pressão será tardio, reduzindo o trabalho de expansão e transferindo mais calor para a descarga, podendo danificar componentes do motor. Portanto, há um avanço de ignição que apresenta o melhor compromisso entre estas duas situações, gerando o maior torque e menor consumo para um determinado regime de operação do motor. Este avanço é conhecido pela sigla MBT, do inglês *minimum spark advance for the best torque* ou *maximum brake torque*. A Figura 1.7 mostra o comportamento do torque em relação ao avanço de ignição. Ignição atrasada ou avançada em relação ao MBT causa perda de desempenho, STONE (1993) e HEYWOOD (1995).

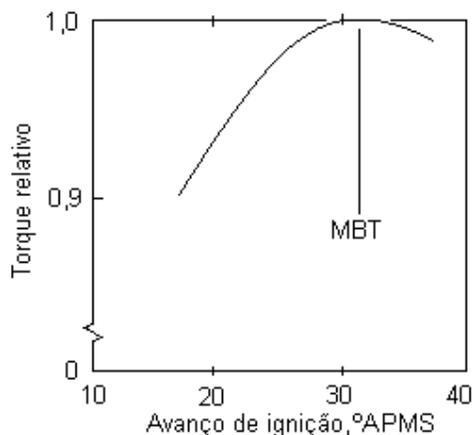


Figura 1.7 - Efeito do avanço de ignição no torque com a rotação constante e plena carga, HEYWOOD (1988)

Em geral, o instante no qual se comanda a ignição corresponde ao ponto no qual a pressão é cerca da metade da pressão obtida no PMS, GIACOSA (2004). O efeito do

trabalho perdido quando o ângulo de ignição está atrasado ou adiantado em relação ao MBT pode ser visto na Figura 1.8.

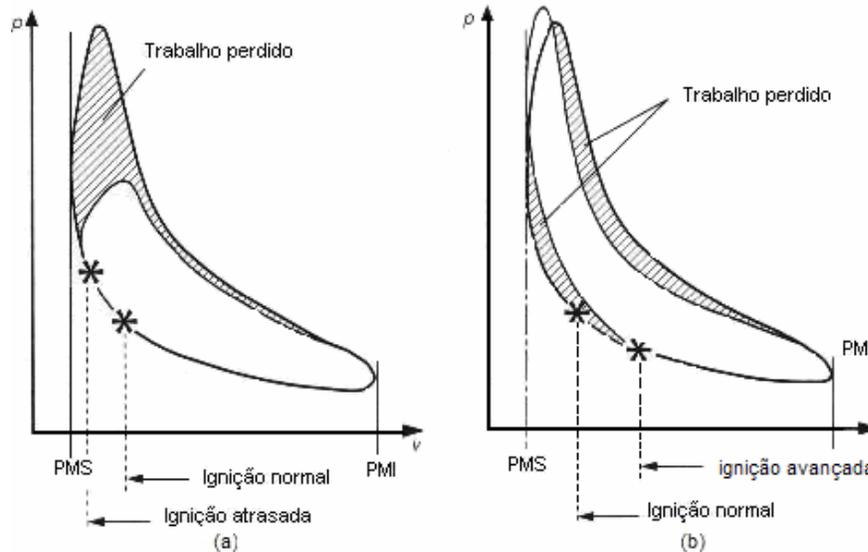


Figura 1.8 - Efeito do avanço de ignição no diagrama PV, GIACOSA (2004)

Há mais de um tipo de combustão anormal, isto é, uma combustão onde a frente de chama pode ser iniciada por outro mecanismo que a centelha produzida pelo sistema de ignição, ou uma combustão onde parte da mistura é consumida a taxas extremamente altas. Um tipo de combustão anormal é comumente chamado de “batida de pino” e pode ser controlada pelo avanço da ignição. Durante a queima da mistura, o calor liberado aumenta a temperatura do gás queimado, produzindo a sua expansão dentro do cilindro, aumentando gradativamente a pressão e a temperatura da mistura não-queimada durante grande parte do processo de combustão, GANESAN (1995). Esses aumentos induzem o início de um conjunto de reações em cadeia que, eventualmente, levarão à combustão espontânea da mistura não-queimada, a auto-ignição. Se a frente de chama for suficientemente rápida, atingirá a região sujeita à auto-ignição antes que a essa ocorra. Caso contrário, a região não queimada inicia o seu processo de queima, podendo ocorrer o aparecimento de ondas de choque suportadas pela combustão que causam danos severos ao motor. Esse fenômeno é denominado de detonação. O surgimento de ondas de choque suficientemente severas para danificar o motor dependem também do estado da mistura ar-combustível na região sujeita a auto-ignição, PAN *et al.* (1988). A este

fenômeno complexo se dá o nome de *knock* em inglês, TAYLOR (1964), sendo o seu melhor equivalente em português o termo comumente usado “batida de pino”. Contudo, dada a sua não utilização em documentos formais, utilizaremos o termo mais aceito, embora não totalmente adequado, detonação.

Um outro tipo de combustão anormal bem conhecido é a ignição da mistura provocada por pontos quentes ou depósitos. Caso essa ignição anormal ocorra antes da centelha produzida na vela dá-se o nome de pré-ignição e depois, pós-ignição. Os pontos quentes ocorrem por uma incapacidade do sistema de refrigeração resfriar os componentes adequadamente. É mais provável ocorrer em regiões salientes, as quais apresentam uma exposição superficial muito grande aos gases quentes e um percurso mais longo até as partes mais frias do componente. Em certas condições de operação com mistura pobre, esse fenômeno pode surgir em função de uma baixa velocidade de propagação de chama resultante. Com a velocidade muito baixa, parte da combustão ocorre no meio do processo de expansão, a uma razão volumétrica de compressão efetiva reduzida. A conseqüente baixa eficiência produz gases com altas temperaturas que, especialmente no processo de exaustão, tendem a produzir uma grande rejeição de energia térmica para os componentes, produzindo o início da ignição anormal. Em geral, esse fenômeno, principalmente com a pré-ignição, atua como se a ignição estivesse adiantada. Por conseqüência tende a induzir a detonação, a qual aumenta a rejeição de calor, intensificando a pré-ignição, assim por diante, o que eventualmente conduz a um dano sério ao motor. A mistura pobre não implica necessariamente em detonação. Isso é evidenciado pela alta resistência à mesma em motores utilizando GNV que operam com razões 40% mais pobres que a estequiométrica. A operação com misturas pobres é possível desde que a combustão ocorra relativamente rápida.

A detonação tende a ocorrer com maiores razões volumétricas de compressão porque as temperaturas da mistura não queimada, à frente da chama, aumentam, acelerando as reações que conduzem à auto-ignição. Nesse caso, a solução seria atrasar a ignição, a qual deslocando a combustão para um tempo onde o volume é maior, produz uma compensação ao aumento da compressão. Contudo, a eficiência do motor é prejudicada: o maior volume onde ocorre a combustão sem detonação implica em uma redução

significativa da razão de expansão efetiva. Portanto, a ocorrência da detonação é um fator limitante para o aumento da eficiência dos motores.

Assim, a ocorrência da detonação fica sujeita à relação entre os tempos da propagação da chama ao longo da câmara de combustão e o tempo de auto-ignição da mistura. Tradicionalmente, a redução da tendência à detonação é produzida pelo aumento do tempo de auto-ignição ou redução do tempo de propagação da chama. Como formas menos tradicionais de se moderar a detonação poder-se-ia ter injeção tardia do combustível, estratificação do combustível e redução da variabilidade cíclica.

Além da redução da razão volumétrica de compressão e atraso de ignição, fatores indesejáveis pelo impacto na eficiência do motor, o aumento do tempo de auto-ignição da mistura ar-combustível pode ser conseguida pela redução de transferência de calor para a mesma e pela composição dessa mistura. A transferência de calor pode ocorrer tanto no sistema de admissão como no interior da câmara de combustão. Uma refrigeração eficiente e uma rápida passagem do ar pelo sistema de admissão são favoráveis à redução de transferência de calor. O depósito de combustível nas paredes dos componentes é desfavorável, pois esse permite uma transferência de calor mais efetiva. Com relação à composição, um primeiro fator a se considerar é a mistura de ar e combustível com os gases queimados do ciclo anterior. Outro fator é a relação ar-combustível. Uma mistura rica reduz a temperatura da mistura não-queimada por causa, principalmente, do calor latente de vaporização do combustível. Uma mistura pobre reduz a temperatura da mistura não queimada por causa da menor expansão da mistura queimada. Contudo, ambos produzem um segundo efeito que também é relevante. Os processos químicos que levam a auto-ignição da mistura são atrasados. Na mistura rica por causa da redução da temperatura, na mistura pobre por causa da redução de concentração do combustível. Esse mesmo efeito reduz também a velocidade de chama, mas como a mesma também depende de efeitos físicos, o impacto é menor. Assim, relativamente à auto-ignição, a chama acelera a sua propagação, produzindo o efeito desejado. A relevância desse efeito é demonstrada pelos motores a GNV utilizando a mistura pobre, os quais são capazes de operar com uma razão volumétrica de compressão similar aos motores naturalmente aspirados e com uma pressão de admissão

muito maior. Um outro meio possível é a adição de um diluente que reduza a atividade do oxigênio, GRANDIN *et al.* (1998).

A redução do tempo de propagação da chama pode ser conseguida com uma forma de câmara de combustão e uma adequada posição da vela de ignição que reduzam o comprimento do caminho a ser percorrido. A utilização de duas ou mais velas também pode ser efetiva em obter o mesmo efeito. O aumento da turbulência também tem sido largamente utilizado como um meio de controle da detonação. Eventualmente, há projetos de câmara de combustão que, propositalmente, deixam uma última mistura para ser queimada mais tarde. Como essa mistura é queimada mais tarde, a chance que a detonação ocorra em outras regiões é muito pequena, pois a mistura não queimada lá não é comprimida o suficiente para tanto. Por outro lado, essa última mistura a ser queimada é localizada em uma região onde a razão da superfície para o volume é muito alta. Assim, durante a compressão da mesma ao longo da combustão, ocorre um processo concomitante de resfriamento que evita o aparecimento da detonação.

A aquisição do sinal de pressão do cilindro juntamente com a posição angular do virabrequim, obtidos experimentalmente, possibilitam através da aplicação de um modelo adquirir os parâmetros indispensáveis para a análise da combustão como: o diagrama indicado, a taxa de liberação de calor dentro do cilindro utilizada para geração de trabalho, o desenvolvimento da temperatura da fração não queimada e da fração queimada durante a combustão, a fração queimada, o volume queimado, o raio da frente de chama, a velocidade de propagação da chama, a duração angular da queima e o fator de turbulência, BAËTA *et al.* (2005). Valores médios desses parâmetros também são úteis nas análises realizadas neste trabalho. A análise dos valores indicados obtidos através desta depuração juntamente com os valores efetivos obtidos no dinamômetro possibilita a obtenção das eficiências, das perdas advindas do atrito, das perdas por bombeamento e dos acessórios.

1.2.1.6. Eficiência Volumétrica

Em um motor de combustão interna, quanto maior a quantidade de ar admitida pelo cilindro, maior é a capacidade de geração de potência deste motor. Esta capacidade de

enchimento é avaliada através da eficiência volumétrica, que relaciona a massa real de ar introduzida no cilindro e uma massa de referência, ou seja, a massa de ar que ocupa um volume equivalente ao deslocado pelo cilindro à temperatura e pressão ambientes, TAYLOR (1964):

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_D} \quad (1.16)$$

sendo η_v a eficiência volumétrica, m_a a massa de ar no cilindro em um ciclo (kg), ρ_a a massa específica do ar nas condições atmosféricas (kg/dm³) e V_D o volume deslocado (dm³). A eficiência volumétrica também pode ser obtida indiretamente, através do consumo de combustível, conforme a expressão, FIAT-AUTO (2004):

$$\eta_v = \frac{FC \cdot (AF)_{ESTEQ} \cdot \lambda}{N/2 \cdot [\rho_0 \cdot (P_{ATM} / P_0) \cdot (T_0 / T_{ATM})] V_D} \quad (1.17)$$

A equação 1.17 é amplamente utilizada para fins de cálculo em ensaios dinamométricos, onde FC é o consumo horário de combustível, AF é a razão ar-combustível estequiométrica, λ é o valor do fator lambda que é dado pela razão entre a razão ar-combustível medida e a razão ar-combustível estequiométrica, V_D é a cilindrada geométrica do motor, P_{ATM} é a pressão atmosférica, T_{ATM} é a temperatura do ar aspirado no motor, N é a frequência de rotação do motor, ρ_0 , T_0 e P_0 são a massa específica, a temperatura e a pressão de referência.

A perda de carga, especialmente no sistema de admissão, é um fator primário para a eficiência volumétrica do motor. Em geral, o componente crítico com relação à perda de carga são as válvulas, uma vez que há limitações mecânicas e de tamanho ao longo do processo de abertura e fechamento. Uma vez que as perdas de carga sejam moderadas, um segundo fator que se torna relevante é a dinâmica dos gases, associada às ondas de pressão causadas pelo movimento alternativo das válvulas e do pistão. Alterando a secção e comprimento do duto é possível ajustar a frequência de ressonância do sistema para a faixa desejada. Com relação ao segundo efeito, os pulsos de compressão e rarefação continuam trafegando ao longo do duto primário, entre dois processos de admissão. Pode haver uma substancial alteração da quantidade de ar admitido em

função da sincronização desses pulsos com relação ao fechamento da válvula. Em motores com grande cruzamento de válvula, uma alta pressão na admissão induz lavagem do volume morto enquanto a admissão e exaustão estão abertas simultaneamente. Em motores com cruzamento moderado, quando o pistão inicia o seu deslocamento para o PMI na admissão, a variação relativa do volume é alto, o que tende a gerar uma sucção substancial. Contudo, o grau dessa sucção é afetado pela pressão no próprio duto: se a pressão é mais alta a sucção é menos intensa e vice-versa, o que afeta o processo subsequente da admissão. Quando esse efeito produz o maior benefício possível, diz-se que há sintonização. Os fenômenos de ressonância têm um efeito mais amplo na faixa de rotação e os de sintonização mais restritos. Motores modernos procuram tirar vantagem de ambos os efeitos, WINTERBORNE (1999).

A contribuição da transferência de calor por convecção na admissão também pode ser relevante, especialmente em baixas rotações onde o filme fluido é formado. Finalmente, a vaporização do combustível pode afetar significativamente a eficiência volumétrica. Por um lado, o combustível depositado na parede do coletor aumenta a transferência de calor para a mistura, por outro o combustível vaporizado utilizando a entalpia do ar, dependendo do seu calor latente, pode produzir uma mistura mais densa que o ar original, permitindo a admissão de maior quantidade de ar, STONE (2002). Sendo assim a eficiência volumétrica é afetada pelo combustível, pela geometria e pelas variáveis de operação do motor. As variáveis que influenciam a eficiência volumétrica podem ser distribuídas em sete grupos: 1) Tipo de combustível, razão ar/combustível, fração do combustível vaporizado no coletor de admissão e calor latente do combustível; 2) Temperatura da mistura definida pela transferência de calor; 3) Razão de pressão entre descarga e admissão; 4) Razão volumétrica de compressão; 5) Freqüência de rotação do motor; 6) Geometria dos coletores de admissão, descarga e dos pórticos; 7) Geometria, tamanho, deslocamento máximo de abertura e ângulo de permanência das válvulas de admissão e descarga, HEYWOOD (1988). As variáveis citadas nos itens 1 e 2 se referem ao poder de remoção de calor do ar de admissão por parte do combustível, de acordo com as condições em que este se encontra. Os itens 3 e 4 se referem à capacidade de introdução da mistura dentro do cilindro ; ou seja; quando a razão de pressão entre admissão e descarga e a razão volumétrica de compressão são alteradas, a fração do volume do cilindro ocupada pelos gases residuais da queima

variam. Quando este volume aumenta a eficiência volumétrica diminui, HEYWOOD (1988). Os itens 5 a 7 se referem ao fluxo do fluido operante ao longo da admissão e descarga, afetados pela inércia do fluido (efeito *RAM*), pelo fluxo reverso, pelas frequências do fluxo na admissão e descarga, pelo ajuste do diagrama de válvulas e pelo dimensionamento dos componentes que afetam a passagem do fluido.

A turboalimentação em motores pode ser realizada através de vários dispositivos que permitem obter massa específica do ar admitido pelo cilindro acima da densidade ambiente. Como a referência para a eficiência volumétrica global é o enchimento total do cilindro, baseado nas condições atmosféricas, valores superiores a 100% para motores sobrealimentados são encontrados quando as pressões de alimentação do comburente, após a válvula borboleta, superam a pressão barométrica. A quantidade de combustível admitida, assim como a presença de trocadores de calor também influencia no aumento do enchimento do cilindro, através do resfriamento do ar de admissão, TAYLOR (1964).

Maximizar a eficiência volumétrica é sempre desejável, desde que, a quantidade de combustível que se queira queimar, para uma determinada cilindrada do motor, seja maximizada. Claramente motores pesados em um veículo reduzirão a economia de combustível. Portanto, se um motor mais leve é capaz de gerar a mesma potência de um motor mais pesado com a mesma eficiência térmica o consumo de combustível será menor, FERGUSON (1986).

1.2.1.7. Fator de correção para potência de um motor

Segundo a norma de ensaios de motores NBR 1585 (1996), para condições atmosféricas diferentes das definidas pela norma, os valores de potência devem ser corrigidos para as condições padrão. A correção de potência e torque é dada pela equação:

$$P_{REF} = \alpha_c \cdot P_Y \quad (1.18)$$

Sendo P_{REF} , o valor da potência nas condições de referência, P_Y , a potência medida e α_c , o fator de correção. A equação para determinação do fator de correção pode ser obtida diretamente através da norma NBR 1585 (1996):

$$\alpha_c = \left(\frac{P_{so}}{P_s} \right)^{1,2} \times \left(\frac{T_{ar}}{T_o} \right)^{0,6} \quad (1.19)$$

Sendo P_{so} a pressão seca do ambiente em (kPa), T_{ar} a temperatura do ambiente em (°C), P_s e T_o a pressão seca e a temperatura de referência nas mesmas unidades. A pressão seca é determinada pela norma NBR 5484 (1985):

$$P_s = P_{ATM} - \left[\left(\frac{U_R}{100} \right) \times \frac{e^{\left(\frac{-5345,5}{T_{ar}+273} + 21,106 \right)}}{7,5} \right] \quad (1.20)$$

Na qual P_{ATM} é a pressão atmosférica (kPa), U_R é a umidade relativa do ar (%) e T_{ar} é a temperatura do ar aspirado no motor (°C).

1.2.1.8. Sistema biela - manivela e parâmetros importantes

As propriedades geométricas de um motor são fundamentais para o aprimoramento do projeto, do desempenho na faixa de operação, dos custos iniciais do motor e de sua instalação, da durabilidade, confiabilidade e dos custos de operação, HEYWOOD (1988). Na Figura 1.9 podem ser vistas as principais dimensões para determinação das propriedades mais importantes do motor.

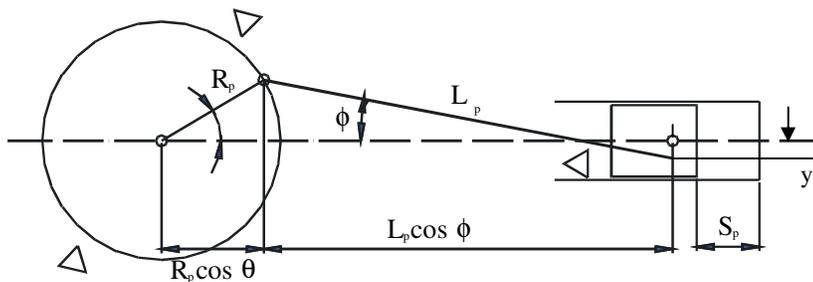


Figura 1.9: Geometria do sistema biela-manivela do motor, BARROS (2003)

Na Figura 1.9 S_p representa o deslocamento do pistão, R_p é o braço do virabrequim, L_p é a distância entre centros da biela e y é o deslocamento lateral do pino do pistão.

Da Figura 1.9 obtém-se:

$$S_p = \sqrt{(R_p + L_p)^2 - y^2} - S \quad (1.21)$$

$$S = R_p \cos \theta + L_p \cos \varphi \quad (1.22)$$

$$R_p \text{sen} \theta = L_p \text{sen} \varphi - y \quad (1.23)$$

$$\text{sen}^2 \varphi + \cos^2 \varphi = 1 \quad (1.24)$$

O deslocamento S_p , a velocidade instantânea do pistão V_p e a sua aceleração a_p são dados por, BARROS (2003):

$$S_p = R_p \left[\cos \theta + \frac{L_p}{R_p} \sqrt{1 - \left(\frac{R_p}{L_p} \text{sen} \theta + \frac{y}{L_p} \right)^2} \right] \quad (1.25)$$

$$V_p = \frac{dS_p}{dt} = -\omega R_p \left\{ \text{sen} \theta + \frac{\cos \theta \left(\frac{R_p}{L_p} \text{sen} \theta + \frac{y}{L_p} \right)}{\sqrt{1 - \left(\frac{R_p}{L_p} \text{sen} \theta + \frac{y}{L_p} \right)^2}} \right\} \quad (1.26)$$

$$a_p = \frac{d^2 S_p}{dt^2} = -\omega^2 R_p \left\{ \cos \theta + \frac{\frac{R_p}{L_p} \cos^2 \theta \left(\frac{R_p}{L_p} \sin \theta + \frac{y}{L_p} \right)}{\left[1 - \left(\frac{R_p}{L_p} \sin \theta + \frac{y}{L_p} \right)^2 \right]^{2/3}} + \frac{\frac{R_p}{L_p} \cos^2 \theta - \sin \theta \left(\frac{R_p}{L_p} \sin \theta + \frac{y}{L_p} \right)}{\sqrt{1 - \left(\frac{R_p}{L_p} \sin \theta + \frac{y}{L_p} \right)^2}} \right\} - \omega^2 R_p \left[\sin \theta + \frac{\cos \theta \left(\frac{R_p}{L_p} \sin \theta + \frac{y}{L_p} \right)}{\sqrt{1 - \left(\frac{R_p}{L_p} \sin \theta + \frac{y}{L_p} \right)^2}} \right] \quad (1.27)$$

A relação entre o comprimento da biela e o braço do virabrequim ψ constitui um parâmetro importante para o dimensionamento e as condições de operação do motor. Valores típicos para esse parâmetro estão disponíveis na literatura, em se tratando de motores de ignição por centelha pequenos e médios ψ deve estar compreendido entre 3 e 4, HEYWOOD (1998). Esta relação é dada por:

$$\psi = \frac{L_p}{R_p} \quad (1.28)$$

O curso do pistão S_T é igual a duas vezes o braço do virabrequim:

$$S_T = 2R_p \quad (1.29)$$

O volume deslocado V_d é calculado em função do curso S_T e do diâmetro do pistão D_p , sendo dado por:

$$V_d = \frac{\pi}{4} D_p^2 S_T \quad (1.30)$$

O volume interno V_θ , compreendido pelo volume morto da câmara de combustão V_c somado ao volume interno deslocado do cilindro em função de S_p é dado por:

$$\mathbf{V}_0 = \mathbf{V}_c + \frac{\pi}{4} D_p^2 S_p \quad (1.31)$$

A relação entre o diâmetro e o curso do pistão é também um parâmetro importante da geometria do motor. Sendo dado por:

$$\xi = \frac{D_p}{S_T} \quad (1.32)$$

Através desta relação o motor pode ser classificado da seguinte forma: quando $\xi > 1$ o motor é superquadrado, quando $\xi = 1$, o motor é quadrado e quando $\xi < 1$, o motor é subquadrado. A literatura também apresenta valores típicos para esta relação de 0,8 a 1,2 em se tratando de motores pequenos ou médios, HEYWOOD (1998). Na verdade através destas variáveis é possível correlacionar o tamanho da câmara de combustão com a faixa de velocidade desenvolvida pelo pistão e conseqüentemente o impacto na eficiência térmica da câmara e no atrito do movimento alternativo.

A velocidade média do pistão \bar{V}_p é dada por, HEYWOOD (1998):

$$\bar{V}_p = 2S_T \frac{N}{60} \quad (1.33)$$

Onde N representa a frequência de rotação do motor. A velocidade média do pistão é frequentemente um parâmetro mais apropriado que a frequência de rotação para correlacionar o comportamento do motor como função da velocidade. Por exemplo, a velocidade do fluxo na admissão e dentro do cilindro é sempre correlacionada com a velocidade média do pistão, HEYWOOD (1998).

Enquanto o torque é uma medida valiosa da capacidade de um determinado motor realizar trabalho, este parâmetro depende do tamanho do motor em questão. Uma medida mais útil relativa ao desempenho de um motor é obtida dividindo o trabalho por ciclo pelo volume deslocado por ciclo. O parâmetro obtido tem unidade de força por unidade de área e é chamado de pressão média efetiva ou *PME*. A pressão média efetiva mede a capacidade de obtenção de elevada vazão de ar e a eficiência do motor ao longo da sua faixa de operação, HEYWOOD (1998). A pressão média efetiva

permite a comparação entre motores de tamanhos diferentes, BASSHUYSEN; SCHÄFFER (2002). A *PME* é a pressão média que deveria ser exercida sobre o pistão durante a fase de expansão para que fosse gerado o mesmo torque médio, FERGUNSON (1986), sendo dada por:

$$PME = \frac{4 \pi \tau_{ef}}{V_d} \quad (1.34)$$

Onde τ_{ef} é o torque efetivo no virabrequim. A partir da medição de pressão dentro do cilindro, juntamente com a posição angular do virabrequim, é possível se determinar o trabalho indicado integrando-se a pressão em relação ao ângulo do virabrequim. A pressão média efetiva indicada *PMEI* pode ser então obtida referindo-se ao volume deslocado, BASSHUYSEN; SCHÄFFER (2002). Dividindo-se a pressão máxima do ciclo pela *PMEI* obtém-se uma medida da qualidade da pressão ao longo de todo o ciclo, HEYWOOD (1988).

A potência medida no eixo de um motor é menor que a potência indicada dentro do cilindro. A diferença entre elas é chamada de potência de atrito. Analogamente a diferença entre a *PMEI* e a *PME* é conhecida como a pressão de atrito ou simplesmente pressão média motorizada \bar{P}_{MM} , dada por, BASSHUYSEN; SCHÄFFER (2002):

$$\bar{P}_{MM} = PMEI - PME, \quad (1.35)$$

É importante compreender que esta pressão média motorizada leva em consideração não apenas o atrito gerado entre as superfícies metálicas e o lubrificante, mas também as perdas devidas ao bombeamento do gás e operação dos sistemas auxiliares.

Existem outras formas de se calcular a pressão de atrito, sendo que alguns métodos mais conhecidos são citados a seguir:

O primeiro método chamado de desaceleração consiste em cortar a alimentação do motor após estar estabilizado em uma rotação e então, a partir da desaceleração do

motor, o momento de atrito ou a \bar{P}_{MM} é determinada usando os momentos de inércia das massas em movimento.

O segundo método, chamado de método do corte, é baseado no corte de alimentação de um dos cilindros de um motor multicilindro e então o pistão deste cilindro passa a ser arrastado pelos demais. A perda por atrito pode ser determinada pela mudança da potência efetiva do motor antes e depois do corte de alimentação.

O terceiro método é chamado de método gráfico e consiste em plotar a pressão média efetiva pelo consumo específico do motor em toda faixa de operação. As intercessões com o eixo da PME para valores negativos são determinadas por extrapolação linear abaixo do consumo de combustível nulo.

O quarto método é o método motorizado onde o motor sem alimentação é tracionado por outro motor. A potência motorizada ou de atrito requerida para movimentar o motor é considerada como a perda causada pelo atrito.

O quinto método é o método chamado de método do desmantelamento e consiste em determinar o atrito de cada componente através de um teste motorizado com e sem o referido componente. No final é possível determinar o atrito total considerando o atrito de todos os componentes, BASSHUYSEN; SCHÄFFER (2002).

A eficiência mecânica é dada pela razão entre a PME e a $PMEI$. Desta relação fica claro que em regimes de cargas baixas a eficiência mecânica diminui devido a uma maior contribuição da parcela do atrito durante este regime de funcionamento. Na medida em que a carga é elevada, a eficiência mecânica aumenta sobremaneira: com o aumento da carga aplicada ao motor, a potência indicada aumenta em uma proporção maior que a potência de atrito, resultando em uma diminuição do consumo específico de combustível, HEYWOOD (1988) e BASSHUYSEN; SCHÄFFER (2002).

O consumo específico de combustível é uma medida da eficiência do motor. De fato o consumo específico de combustível e a eficiência de um motor são inversamente relacionados: quanto menor o consumo específico maior a eficiência do motor, FERGUSON (1986). O cálculo do consumo específico é dado por:

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{P_{ef}} \quad (1.36)$$

Onde SFC é o consumo específico de combustível, \dot{m}_f é a vazão mássica de combustível e P_{ef} é a potência efetiva.

A eficiência de um motor ou a eficiência de conversão de combustível leva em consideração o trabalho efetivo realizado em função da energia fornecida através do combustível, FERGUSON (1986). A eficiência de conversão η_{cc} em função do consumo específico de combustível e do poder calorífico do combustível chamado de PCI é dado por:

$$\eta_{cc} = \frac{1}{SFC \times PCI} \quad (1.37)$$

A eficiência de combustão η_c é a razão entre o calor liberado da combustão e a energia advinda do combustível. A eficiência térmica (indicada) η_t , por sua vez, é dada pela razão entre o trabalho indicado e o calor liberado da combustão. A eficiência de conversão do combustível pode ser obtida através do produto entre a eficiência de combustão e a eficiência térmica, HEYWOOD (1988):

$$\eta_{cc} = \eta_c \times \eta_t \quad (1.38)$$

1.2.2. Combustíveis

Os combustíveis mais utilizados em veículos automotivos são a gasolina e o óleo diesel, ambos derivados do petróleo. Como combustíveis alternativos aos derivados do petróleo, têm-se os álcoois, principalmente o etanol e o metanol, o gás natural, o hidrogênio e o biodiesel. Cada um possui suas próprias características físicas e químicas que os fazem a melhor alternativa dependendo da situação. Destes combustíveis alternativos, os que já apresentam o uso mais comum, tanto no Brasil como no mundo, são o etanol, ou álcool etílico, e o gás natural. A seguir são apresentadas as

características dos combustíveis utilizados no trabalho, com o intuito de conhecer melhor o seu comportamento e condições de queima.

1.2.2.1. Gasolina

O principal combustível para motores de ignição por centelha é a gasolina, uma mistura de vários hidrocarbonetos extraídos do petróleo. O petróleo é constituído quase inteiramente de carbono e hidrogênio com alguns traços de outros componentes químicos, variando de 83% a 87% de carbono e de 11% a 14% de hidrogênio em conteúdo mássico. O carbono e o hidrogênio se combinam de diversas formas e formam muitos tipos de hidrocarbonetos diferentes, PULKRABEK (1997).

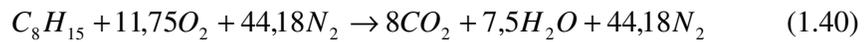
O petróleo cru é extraído dos poços e separado em vários produtos por destilação usando-se processos térmicos ou catalíticos. A maior ou menor produção de cada derivado é determinada pela exigência do mercado consumidor. Assim, a produção em massa de veículos automotivos demandou um aumento da produção de gasolina. Com isso, aperfeiçoaram-se as técnicas de refino. O craqueamento consiste em promover a quebra das moléculas maiores em menores e mais simples. Outro método, que se caracteriza por ser o processo inverso do craqueamento, é a alquilação, que combina moléculas menores dos produtos gasosos levando a produção de moléculas de hidrocarbonetos maiores, SILVA, E.R. *et al.* (1997).

Representando-se a gasolina por um hidrocarboneto único com a mesma composição média, a estrutura molecular deste componente é representada por C_8H_{15} com um peso molecular igual a 111 kg/kmol. Pode-se fazer também representar a gasolina pelo hidrocarboneto isooctano C_8H_{18} , por ser o componente real que mais se aproxima das características estruturais e termodinâmicas da gasolina e ser o componente químico mais abundante na sua composição. No entanto, algumas características químicas do isooctano são diferentes, como por exemplo, o número de octanos, que na gasolina é cerca de 90 e no isooctano é 100, e a relação ar/combustível, que para a gasolina é cerca de 14,6 e para o isooctano é 15,1. A melhor aproximação em termos de número de octanos e relação ar/combustível é conseguida com o C_8H_{15} , PULKRABEK (1995).

A combustão completa da gasolina considerando-a como um componente único fornece:



Porém, a queima em um motor é feita através de uma mistura do combustível com o ar ambiente. Para fins de simplificação do cálculo da equação de equilíbrio, a fração do ar que não é oxigênio é considerada como sendo nitrogênio, sendo que para cada mol de oxigênio tem-se então 3,76 moles de nitrogênio. Esta nova equação pode ser apresentada como, PULKRABEK (1995):



Considerando que a massa molecular do ar, M_{ar} , é 29 kg/kmol, e a da gasolina, M_{gas} , é 111 kg/kmol, tem-se:

$$AF_{gas} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{N_{ar} \cdot M_{ar}}{N_{gas} \cdot M_{gas}} = \frac{(55,93)(29)}{(1)(111)} \approx 14,6 \text{ kg}_{ar} / \text{kg}_c \quad (1.41)$$

Como a gasolina brasileira é adicionada com 25% de álcool etílico, então tem uma razão ar-combustível intermediária obtida é dada por:

$$AF_{gasohol} = (0,75 \cdot AF_{gas}) + (0,25 \cdot AF_{et}) = (0,75 \cdot 14,6) + (0,25 \cdot 9,0) \approx 13,2 \text{ kg}_{ar} / \text{kg}_c \quad (1.42)$$

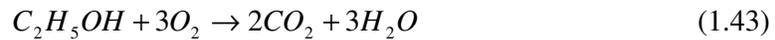
que é a razão ar-combustível estequiométrica apresentada por PULKRABEK (1997).

1.2.2.2. Álcool Etílico

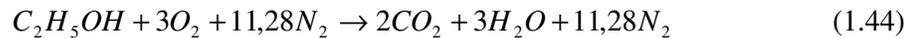
O álcool etílico é um composto químico da família dos álcoois contendo em sua fórmula química dois átomos de carbono e um radical OH, que o caracteriza como álcool. Sua fórmula básica é C_2H_5OH . Ele pode ser obtido através de vegetais ricos em açúcar, como a cana-de-açúcar no Brasil. O álcool combustível brasileiro é também chamado E94 por ser hidratado e conter 94% de álcool etílico e cerca de 6% de água.

A produção do álcool etílico da cana-de-açúcar utiliza parte dos seus próprios rejeitos para a geração de energia na sua fabricação, como por exemplo, o bagaço da cana. O processo de fabricação envolve duas etapas que são a fermentação, quando, através da ação de microorganismos, o açúcar presente no melaço se transforma em álcool e a destilação, usada para separar o álcool do chamado mosto de fermentação. Como resultado da fabricação, um resíduo conhecido como vinhoto pode acarretar grandes problemas ecológicos se lançado em rios e lagos através da proliferação descontrolada de bactérias, reduzindo drasticamente a quantidade de oxigênio dissolvido na água. Por esse motivo a Secretaria do Meio Ambiente faz severas restrições ao projeto de destilarias e as obriga a processar adequadamente o seu vinhoto, SILVA, E.R. *et al.* (1997).

A combustão completa do etanol pode ser descrita como:



Considerando-se a queima com o ar ao invés do oxigênio puro:



Considerando que a massa molecular do ar, M_{ar} , é 29 kg/kmol, e a do álcool etílico, M_{et} , é 46 kg/kmol, tem-se:

$$AF_{et} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{N_{ar} \cdot M_{ar}}{N_{et} \cdot M_{et}} = \frac{(14,28)(29)}{(1)(46)} \approx 9,0 \text{ kg}_{ar} / \text{kg}_c \quad (1.45)$$

que é a razão ar-combustível apresentada por PULKRABEK (1997).

O álcool etílico possui o poder calorífico inferior ao da gasolina, porém como a sua razão ar-combustível é também inferior, necessitando de menos quantidade de ar para a combustão completa por já possuir oxigênio em sua composição, a mistura ar-combustível do álcool etílico possui maior quantidade de energia disponível para uma mesma massa de ar.

Pode-se citar como vantagens do álcool etílico, PULKRABEK (1997):

- Combustível renovável que pode ser obtido de diversas fontes, naturais ou manufaturadas.
- Possui alta octanagem com alta resistência a detonação. Motores que funcionam com combustíveis de alta octanagem podem funcionar mais eficientemente com razões de compressão maiores.
- Apresentam menores índices de emissão de poluentes que a gasolina e são combustíveis com menores teores de enxofre.
- Alguns motores flexíveis funcionam com gasolina, álcool etílico, ou mistura desses em qualquer proporção sem necessidade de adaptação.

Pode-se citar como desvantagens do álcool etílico, PULKRABEK (1997):

- Baixo conteúdo energético. Isso significa que quase 1,5 vezes mais combustível é necessário para gerar a mesma potência. Com a mesma eficiência térmica e motores similares, a autonomia do veículo é diminuída na mesma proporção.
- Álcool etílico é muito mais corrosível a cobre, bronze, alumínio, borracha e plásticos. O uso de álcool etílico deve ser levado em consideração nos projetos de automóveis porque acarreta algumas restrições na escolha dos materiais.
- Devido à baixa pressão de vapor e evaporação, geralmente os motores a álcool etílico apresentam dificuldade de partida com temperaturas mais baixas. Então, o veículo deve ser equipado com um sistema de partida a frio que injeta uma pequena quantidade de gasolina para facilitar o início do funcionamento ou, mais modernamente, ser dotado de sistemas que aquecem o álcool no injetor durante a partida e na fase de aquecimento do motor. Tais sistemas estão em fase final de desenvolvimento por fabricantes de sistemas de alimentação de combustíveis no Brasil.

1.2.2.3. Gás Metano Veicular (GMV) ou Gás Natural Veicular (GNV)

O gás metano veicular, ou gás natural veicular, se apresenta na forma de uma mistura gasosa de hidrocarbonetos, em sua maioria metano. As primeiras extrações de gás natural foram obtidas juntamente com a exploração de petróleo, o que criou erroneamente o conceito de que o gás natural ocorre com ele. Atualmente, a maioria do gás natural é obtido especificamente de poços de gás natural, INGERSOLL (1995).

O gás natural comercializado no Brasil é regulamentado pela Agência Nacional do Petróleo, ANP, e é composto de aproximadamente 90% de metano (CH₄), sendo os outros 10% compostos por hidrocarbonetos mais pesados, como o etano (C₂H₆), propano (C₃H₈) e butano (C₄H₁₀) e outros gases como nitrogênio (N₂), oxigênio (O₂) e gás carbônico (CO₂), segundo dados da GASMIG (2004). A composição média do gás natural veicular em novembro de 2004 fornecido pela GASMIG é apresentada na Tabela 1.1.

Tabela 1.1: Composição do GMV – Gás metano veicular

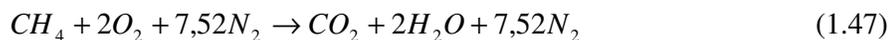
Composição do Gás Metano Veicular – novembro de 2004								
Composto	Metano	Etano	Propano	Butano e pesados	N ₂ + CO ₂	N ₂	O ₂	Total
% v/v	89,06%	8,45%	1,22%	0,10%	1,16 %	0,75%	0,00%	100%

Fonte: GASMIG, 2004

A combustão completa do gás metano pode ser descrita como;



Considerando-se a queima com o ar ao invés do oxigênio puro:



Considerando que a massa molecular do ar, M_{ar} , é 29 kg/kmol, a do metano, M_{met} , é

16 kg/kmol têm-se:

$$AF_{met} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{N_{ar} \cdot M_{ar}}{N_{met} \cdot M_{met}} = \frac{(9,52)(29)}{(1)(16,02)} \approx 17,2 \text{ kg}_{ar} / \text{kg}_c \quad (1.48)$$

Apesar de haver outros componentes químicos dissolvidos neste combustível, o valor obtido na equação acima é o usual quando se trata de GNV, PULKRABEK (1997).

O uso de misturas ricas para o GNV não é recomendado por não apresentar vantagens que são notadas com outros combustíveis líquidos. Não há aumento significativo do torque e como o GNV não apresenta mudança de fase durante a injeção do combustível, não há calor latente de evaporação e, não se justifica então o uso de misturas mais ricas para ganho de torque pelo resfriamento do ar, como é o caso dos combustíveis líquidos, KATO *et al.* (1999). O uso de misturas ligeiramente mais pobres também pode gerar elevação dos índices de emissões de HC e NO_x para níveis acima do aceitável, INGERSOLL (1995).

Contudo, em sua pesquisa, MANIVANNAN (2003) conclui que misturas bem pobres para o GNV geram níveis de emissões de HC e NO_x bem mais baixos que misturas estequiométricas, descartando a necessidade da utilização do conversor catalítico no escapamento. Para isso é necessária uma configuração correta da câmara de combustão, da razão volumétrica de compressão, da energia disponível no sistema de ignição e da turbulência ao final da compressão, visando superar problemas como a baixa propagação da chama, a ocorrência de falhas na combustão, a baixa qualidade de distribuição da mistura em motores multicilindros e as grandes concentrações de HC na exaustão. Outro benefício da utilização de misturas pobres para o GNV é o aumento da eficiência térmica devido ao aumento da razão dos calores específicos. A queda de torque produzido pelo uso parcial do ar pode ser recuperada, ou mesmo superada, pela utilização de um sobrealimentador. Nesse caso a resistência à detonação do GNV possibilita um alto grau de turboalimentação e razão de compressão volumétrica simultaneamente. O GNV armazenado a pressão de 20,7 MPa ocupa cerca de 5 vezes o volume ocupado pelo Diesel e 4 vezes o volume ocupado pela gasolina, tendo a mesma energia disponível, sendo essa uma das limitações na utilização do GNV em veículos, MANIVANNAN (2003).

Por ser um combustível gasoso que é armazenado na forma de gás comprimido, o gás natural deve ser armazenado em cilindro sem costura a pressões que variam entre 22000 e 25000 kPa.

O gás natural, se comparado com a gasolina e o álcool etílico, possui um menor valor calorífico por unidade de massa de mistura e menor eficiência volumétrica. A eficiência volumétrica é reduzida por ser um combustível gasoso. Isso reduz o desempenho do motor em relação ao obtido com o álcool etílico e com a gasolina. O GNV também pode causar um desgaste prematuro e anormal de algumas peças, como as válvulas e a sede das válvulas, devido à falta de lubricidade deste combustível, KATO *et al.* (1999).

PULKRABEK (1997) destaca algumas vantagens do uso do gás natural veicular:

- Baixa emissão de poluentes, mesmo se comparado com etanol. Também não há emissão de particulados.
- O número de octanos (extrapolado) do gás natural é 120, o que o faz um ótimo combustível para motores de ignição por centelha, permitindo que eles trabalhem com altas razões de compressão, HEYWOOD (1988).
- O combustível é abundante e pode ser obtido de fontes não renováveis ou renováveis, através da decomposição de matéria orgânica.

PULKRABEK (1997) destaca também algumas desvantagens do gás natural veicular:

- O combustível tem baixa energia específica resultando em baixo desempenho quando da sua utilização em motores aspirados.
- O motor funcionando com gás natural apresenta uma eficiência volumétrica menor quando comparado na mesma condição de operação com os combustíveis líquidos pelo fato do combustível ser gasoso.
- Necessidade de ser armazenado em cilindros pressurizados que, quando se trata de automóveis adaptados, reduz consideravelmente o espaço interno do veículo. Também, devido à capacidade dos cilindros, reduz a autonomia do veículo.

1.2.3. Controle eletrônico do motor

Os primeiros sistemas de injeção de combustíveis eram completamente mecânicos e não possibilitavam realizar o controle do motor de forma precisa e diferenciada para os diversos regimes de funcionamento. Com a introdução de regulamentos de emissões mais rigorosos, ficou claro que o grau de ajuste necessário só poderia ser atingido através de controles eletrônicos em malha fechada.

O controle eletrônico é feito por uma unidade central eletrônica, UCE, que é o cérebro de todo o sistema. Através de um software instalado na UCE, o sistema de injeção e o sistema de ignição são controlados. A UCE faz a leitura dos sinais dos sensores instalados no motor e calcula qual a quantidade exata de combustível que deve ser injetada e quando será comandada a ignição da mistura no interior do cilindro. Outros controles que podem ser realizados pela UCE são: controle de marcha lenta, controle de tração, controle de acionamento e correções de cargas adicionais (acionamento do compressor do ar condicionado, acionamento do eletroventilador do sistema de arrefecimento e ar condicionado, aumento de pressão de sistemas de direção hidráulica e demais cargas elétricas provenientes de sistemas do veículo).

Todos os sistemas de injeção eletrônica se baseiam na determinação da vazão mássica de ar para os cilindros de forma a comandar a vazão mássica de combustível a ser injetada em cada cilindro. Para sistemas multipontos o sistema deve ser capaz de controlar ainda o momento da injeção, para cada cilindro, de forma a minimizar a deposição de combustível nas paredes do coletor e melhorar a mistura no momento da combustão. O sensor de rotação informa também à UCE a posição dos pistões dentro dos cilindros através do controle da posição angular do virabrequim, enquanto que um sensor de sincronismo posicionado no comando de válvulas informa a UCE o tempo de cada cilindro. Contudo, o sensor de sincronismo é suprimido em alguns casos e substituído por uma estratégia do software de controle. Esta estratégia se baseia na diminuição ou corte total da quantidade de combustível de um cilindro em condições específicas e através do sensor de rotação o sistema verifica quando ocorre a desaceleração do motor, sincronizando a injeção. O controle da ignição deve ser realizado através da posição da válvula borboleta, rotação do motor e posição angular

do virabrequim. Tanto o tempo de injeção quanto o avanço de ignição devem sofrer correções baseados na alteração das condições ambientais de pressão e temperatura. Em caso de se utilizar uma bobina de ignição para cada cilindro, o sensor de sincronismo torna-se necessário também para realizar o sincronismo da ignição. Existem vários tipos de lógica de funcionamento para determinação da vazão mássica de ar. Sistemas mais antigos baseiam-se nos sinais de rotação e posição da válvula borboleta para estimar a vazão mássica de ar que é então corrigida pela temperatura do ar e pela temperatura do motor. Este sistema pode ser dotado de um sensor de oxigênio, também chamado de sonda lambda, que gera um sinal de tensão proporcional à diferença de concentrações de oxigênio na exaustão e ambiente. Como o cálculo inicial da vazão de ar é grosseiro, este sistema depende muito do bom funcionamento do sensor de oxigênio. A sonda lambda detecta desvios no conteúdo de oxigênio dos gases de exaustão, indicando se a mistura está estequiométrica, rica ou pobre. Com esta informação, a UCE pode corrigir a quantidade de combustível injetada para manter a mistura estequiométrica ou com a razão ar/combustível desejada, GARRETT (1991). Este sensor permite um controle em malha fechada, corrigindo o tempo de injeção baseado na qualidade da combustão, mas necessita do aquecimento do elemento sensor para permitir a oxidação dos eletrodos de platina e a formação da diferença de potencial.

Outro tipo de sistema mais usual é o sistema que se baseia na determinação da massa específica do ar e da velocidade do motor para determinação da vazão mássica do ar, em inglês é conhecido como *Speed density*. Este sistema determina a massa específica do ar baseado na equação dos gases ideais, ou seja, o sinal da pressão de admissão juntamente com a temperatura da admissão determinam a massa específica do ar de admissão. A partir deste ponto, conhecendo-se a velocidade do motor através do sensor de rotação, é possível determinar a vazão mássica através da equação da continuidade. Este sistema também possui o sensor de oxigênio que possibilita correções na mistura quando seu funcionamento em malha fechada é habilitado. O avanço de ignição é baseado no mesmo princípio do sistema anterior, porém, além das correções impostas pela temperatura do ar, temperatura do motor e da pressão de admissão, o sistema corrige tanto o avanço quanto o tempo de injeção baseado também no sinal do sensor de posição da válvula borboleta e no sinal proveniente do sensor de detonação.

Por fim, existem ainda sistemas dotados de sensores de massa de ar que medem diretamente a vazão mássica de ar e utilizam o sensor de rotação para controlar o ângulo do virabrequim e a frequência de rotação, possibilitando a determinação do avanço de ignição, do tempo de injeção e do avanço de injeção. O sensor de sincronismo sincroniza a injeção de combustível. Os demais sensores são utilizados também para permitir correções em tempo real. Existem aplicações deste tipo de sistema em motores turboalimentados que possuem também um controle da pressão do compressor a partir de uma eletroválvula específica.

Sistemas de controle desenvolvidos para utilização do gás metano possuem algumas peculiaridades. Na medida em que o GNV vai sendo consumido, a pressão nos cilindros de abastecimento diminui, causando uma redução na massa específica do gás e conseqüentemente na vazão. Por essa razão, sistemas de alimentação multiponto modernos são predispostos com sensores de pressão e temperatura na linha de alimentação de combustível após o redutor de pressão. Desta forma torna-se possível uma compensação no tempo de injeção visando manter inalterada a vazão mássica de combustível para a maior faixa possível de variação da pressão nos cilindros de abastecimento.

1.2.3.1. Calibração e ajuste do sistema de gerenciamento

A calibração e ajuste da UCE devem ser realizados levando-se em consideração toda a teoria sobre o combustível e o funcionamento de motores de combustão interna. Porém, somente o comportamento do motor durante os ensaios pode fornecer as informações necessárias para uma calibração adequada.

Deve-se realizar a calibração por comparação de todos os sensores do sistema juntamente com a UCE e o dispositivo mostrador de forma a possibilitar a determinação das incertezas de medição de todos os sistemas de medição e o fornecimento das curvas dos sensores para a UCE.

O ângulo de injeção do combustível é o parâmetro que indica a posição da árvore de manivela antes do PMS, momento esse onde a injeção de combustível se iniciará ou terminará. Normalmente, a configuração mais usada para o ângulo de injeção é o ângulo

em que a injeção de combustível terminará, pois o término da injeção depende de um fator mecânico que é o fechamento da válvula de admissão. O combustível, depois de injetado, se mistura com o ar antes de entrar no cilindro. Com o ajuste do ângulo de injeção, é possível minimizar a deposição de combustível nas paredes do coletor de admissão, facilitando a formação da mistura e melhorando o controle da proporção combustível-ar, especialmente em situações de regimes transitórios, diminuindo o consumo, BAËTA *et al.* (2004).

O tempo de injeção é o tempo no qual o eletroinjeter permanecerá aberto. Sabendo-se a vazão do injetor, pode-se prever o tempo que o injetor deve permanecer aberto para fornecer a quantidade de combustível desejada, de acordo com a razão ar-combustível desejada. Em se tratando de combustíveis líquidos é recomendado o uso de misturas ricas para cargas mais altas com o intuito de aumentar a eficiência volumétrica e a velocidade da chama, conseqüentemente, aumentando a potência, além de auxiliar na diminuição da temperatura da câmara de combustão. A proporção de enriquecimento em cargas elevadas depende do combustível utilizado, uma vez que em uma relação ar-combustível estequiométrica mais rica, o fator lambda deve estar em torno de 0,91 para o álcool etílico e em torno de 0,88 para a gasolina para garantirem o MBT. Para baixo nível de emissões de poluentes o fator lambda deve estar em torno de 1, ou seja, mistura estequiométrica; já para melhor economia o fator lambda deve estar em torno de 1,05. Para motores sobrealimentados a mistura pode ser ainda mais rica em plena carga devido à necessidade de se limitar a temperatura máxima na câmara de combustão. Para o GNV o fator lambda deve estar em torno de 0,98 para o máximo torque, porém, utilizando-se o fator lambda igual a 1 a perda de torque é muito pequena e pode-se utilizar o controle da mistura em malha fechada para todo o mapa de combustível, o que possibilita suprimir os sensores de pressão e temperatura na linha de combustível e realizar um controle eficaz do tempo de injeção quando da diminuição da pressão de gás metano no cilindro de abastecimento, BAËTA *et al.* (2005). Contudo, estes valores são apenas uma referência para facilitar o início de uma nova calibração, podendo variar de acordo com o motor utilizado e suas eficiências.

O ângulo de avanço de ignição é o parâmetro que permite controlar o momento exato quando a combustão da mistura dentro do cilindro será iniciada e é calibrado em graus

antes do PMS. Com isso, busca-se o melhor aproveitamento da combustão e tenta-se evitar a detonação. O ajuste deste parâmetro deve visar o menor ângulo de avanço para se obter o maior torque (MBT). Porém, se ocorrer detonação com ângulos menores que o necessário para se atingir o MBT, o ajuste deve ser então limitado pelo LDI, ou limite inferior de detonação. O LDI determina o máximo avanço de ignição possível sem ocorrência de detonação. O ângulo de avanço, quando em excesso, pode gerar detonação, pois eleva a temperatura e pressão da mistura dentro da câmara de combustão. Quando este ângulo é muito reduzido, pode causar perda de desempenho do motor e aumento da temperatura dos gases de descarga. Porém para combustíveis de alta octanagem, se o ângulo de avanço for excessivo mesmo sem a presença de detonação o desempenho do motor diminui devido ao aumento da perda de calor e atrito.

O tempo de alimentação do circuito primário da bobina de ignição também deve ser cuidadosamente calibrado a fim de evitar a queima ineficaz dentro do cilindro. De fato, a energia disponível para vencer o dielétrico, formar o arco elétrico e manter a centelha é função desse tempo. Deve-se, através desse ajuste, tentar alcançar a máxima intensidade de corrente no circuito primário possibilitando a formação de uma elevada intensidade de campo eletromagnético. A variação deste campo é que permite obter a máxima indução do circuito secundário disponibilizando toda energia necessária para a queima do combustível. Desta forma quando se varia a tensão da bateria, este tempo deve ser corrigido de forma a manter a mesma energia disponível no sistema de ignição, BAËTA *et al.* (2004).

A compensação do tempo morto do injetor visa corrigir a inércia de abertura dos injetores em função da diferença de potencial disponível no sistema, ou seja, quanto menor for a tensão da bateria maior deve ser o tempo de injeção de forma a manter a mesma vazão mássica de combustível. Para tal, o tempo de injeção é corrigido em função da variação da tensão de alimentação da bateria. Caso esta correção não seja ajustada em função da tensão da bateria, o fator lambda apresentaria alterações quando da variação da tensão da mesma, impactando no desempenho do motor, BAËTA *et al.* (2004).

Para motores turboalimentados pode-se utilizar o sistema para controlar a pressão a ser desenvolvida pelo compressor. É necessário, portanto, definir primeiramente a forma de controle que será adotada. Os controles podem ser feitos através de um comando proporcional e derivativo (PD) ou através de um comando em que se controla a largura do pulso elétrico (PWM). A utilização de um comando em PWM é mais usual; contudo torna-se necessário determinar a frequência de operação da eletroválvula de comando e os valores mínimo e máximo do PWM. Durante o ajuste dos mapas é importante compreender que o aumento na turboalimentação aumenta as pressões ao longo de todo ciclo do motor e conseqüentemente as temperaturas. Para realizar o ajuste, inicialmente é necessário prever os valores de avanço e de tempo de injeção para a eficiência volumétrica desejada, e só depois realizar o ajuste fino do avanço de ignição e do tempo de injeção. A utilização inicial de valores conservadores para o avanço de ignição e uma mistura mais rica é considerada uma atitude prudente e segura, BAËTA *et al.* (2004).

Há a necessidade de uma adaptação automática dos valores nos mapas de avanço de ignição e tempo de injeção com base em diversos parâmetros, dentre eles os decorrentes das alterações das condições atmosféricas e da qualidade da combustão, BAËTA *et al.* (2004). Desta forma é possível compensar as diferenças entre motores, advindas de dispersão de valores da tolerância de fabricação e se auto-adaptar ao envelhecimento do próprio motor. Por exemplo, a diminuição da vazão dos injetores ocasionada pela geração de goma nos injetores pode ser compensada pela presença da sonda lambda operando em malha fechada, FERGUSON (1986).

FUJII *et al.* (1989) apresentaram uma metodologia de calibração da UCE baseada no ângulo da árvore de manivelas e na máxima pressão de combustão. Através deste método foi comprovado experimentalmente que para motores a gasolina o MBT ocorre 13 ± 1 graus depois do PMS independente da especificação do motor e das condições de operação.

PESTANA (1989) apresentou um estudo sobre a aplicação da medição de pressão no cilindro como uma importante ferramenta para o desenvolvimento de métodos de calibração do sistema de controle do motor.

KAMPELMUHLER *et al.* (1993) desenvolveram um sistema automático para calibração de sistemas de controle motor como uma alternativa para os métodos tradicionais. Este sistema não visa substituir o engenheiro aplicador, mas evitar os serviços rotineiros dando ao profissional mais tempo para dedicar as análises das estratégias. O tempo previsto em dinamômetro é de no máximo 20 horas.

FRANKLIN *et al.* (1994) apresentaram um processo de otimização bi-dimensional para ajustar simultaneamente o avanço de ignição e a razão ar-combustível de um motor a GNV com mistura pobre. O sistema permite otimizar as duas variáveis em função da rotação e carga visando maximizar a eficiência térmica em cada condição de operação.

SCHMITZ *et al.* (1994) apresentaram um sistema automatizado para otimização da calibração de sistemas de controle do motor. Este sistema chamado VEGA permite otimizar uma calibração desde que as condições de contorno para emissões, consumo e outras sejam carregadas no software.

KUBESH *et al.* (1995) desenvolveram uma calibração de um sistema eletrônico de controle de um motor turboalimentado a GNV que operava com mistura pobre, alcançando excelentes resultados de desempenho e emissões.

MOBLEY (1999) apresentou um método não intrusivo de baixo custo para a medição da pressão dentro do cilindro em motores de combustão. Os sinais obtidos através da utilização de sensores em diversas posições da guarnição do cabeçote comparados com o sinal de um sensor tradicional incorporado à vela de ignição comprovaram a eficácia do método.

LEITHGOEB *et al.* (2003) apresentaram um sistema de otimização em tempo real para controle da combustão. Este método em tempo real para procedimentos de calibração do controle motor de forma automática combina técnicas como sofisticadas aplicações da metodologia DoE.

IORIO *et al.* (2003) estudaram vários métodos para através do sinal de pressão no cilindro se determinar o avanço de ignição e a razão ar-combustível, comparando as eficiências e incertezas associadas a cada método.

LUMSDEN *et al.* (2004) desenvolveram uma metodologia de calibração voltada para o controle de motores mais complexos que utilizam comandos de válvulas continuamente variáveis, razão volumétrica de compressão variável e injeção direta de combustível para misturas estratificadas. Muito tempo é gasto para caracterizar os vários graus de liberdade na medida em que as variáveis aumentam. Metodologias agregadas ao modelo baseadas nas técnicas de (DoE) *Design of Experiment* reduzem sobremaneira o tempo gasto para calibração.

VOLPATO *et al.* (2005) apresentaram estratégias utilizadas nos sistemas de controle do motor desenvolvidos pela *Delphi Automotive Systems*. Durante a investigação detectaram que a utilização de sensores capacitivos para detecção da presença de álcool no combustível era inadequada para o álcool hidratado pela incapacidade do sensor de distinguir a presença da água. A utilização do sensor de oxigênio para a detecção da porcentagem de álcool no combustível foi também a mais adequada. Outra estratégia adotada pela *Delphi* foi manter aquecido o sensor de oxigênio algum tempo depois que o motor foi desligado, minimizando o tempo para o reconhecimento do combustível quando de um reabastecimento.

1.2.3.2. Ensaio dinamométricos

O ensaio dos motores de combustão interna é uma importante parte da pesquisa e desenvolvimento. No desenvolvimento de motores, este tipo de ensaio é executado em dinamômetro controlado eletronicamente por computador com o motor instrumentado e ligado a um sistema de aquisição. Nos casos de pesquisa, os sistemas automáticos de controle são reduzidos, para permitir maior flexibilidade de variação de parâmetros durante os ensaios, e os parâmetros medidos aumentados para melhor entendimento dos resultados.

Estes ensaios servem para mostrar o comportamento do motor em funcionamento quanto ao desempenho, emissões, durabilidade e confiabilidade do motor, sendo medidos a rotação, o torque, a potência, os consumos de combustível e ar, emissões de poluentes do motor, parâmetros de combustão, pressões e temperaturas. Através dos ensaios dinamométricos, pode-se dizer, comparativamente, as qualidades e limitações

de um motor de combustão interna e verificar algum problema na calibração, STONE (1993). O dinamômetro pode ser utilizado também para realizar o desenvolvimento de sistemas de controle motor bem como das suas calibrações e ajustes.

Todos os requisitos necessários para realização dos testes de desempenho bem como os procedimentos são descritos na norma NBR 1585 (1996).

1.2.4. Técnicas de aumento da eficiência global em motores

O aumento da eficiência dos motores pode ser conseguido pelo maior aproveitamento da energia química do combustível e menor perda por atrito (incluindo bombeamento e sistemas auxiliares). A primeira possibilidade engloba maiores razões volumétricas de compressão e expansão, misturas ar-combustível globalmente mais pobres, combustão mais rápida, estável e completa e menor transferência de calor. A segunda possibilidade engloba sistemas mais leves e/ou menores, melhor controle da dinâmica das partes lubrificadas, redução de perdas de carga no sistema de troca de gases e sistemas auxiliares mais eficientes. Existem algumas tecnologias que materializam esses ganhos potenciais em motores de ignição por centelha: injeção direta de combustível, comandos de válvulas variáveis para admissão e descarga, turboalimentação, sistemas de controle do fluxo interno ao cilindro, sistemas de ignição mais eficazes, etc. A redução do tamanho do motor visa diminuir o atrito entre os componentes e as perdas por bombeamento do gás, mantendo o desempenho inicial pelo uso de turboalimentação, NUTI (2005). Esta tecnologia permite operar com maiores pressões médias efetivas e, desta forma, o mesmo desempenho obtido com motores maiores é atingido em condições de melhor eficiência térmica, diminuindo o consumo específico, BASSHUYSEN; SHÄFER (2002). Uma possibilidade de uma maior redução da cilindrada de um motor a partir da utilização do álcool como combustível, em sistemas dotados de injeção direta de combustível, pode apresentar ganhos de eficiência de conversão do combustível de até 30% em cargas parciais, GREEN CAR CONGRESS (2006). A redução da cilindrada associada ao uso de um turboalimentador conjugado com um compressor volumétrico é implementada a um motor de 1,4 litros como opção para substituição do motor de 2,3 litros para equipar veículos VW, apresentando

desempenho similar com redução de cerca de 20% de consumo de combustível, BIRCH, (2006).

A injeção direta em motores de ignição por centelha, ou seja, a injeção de combustível diretamente na câmara de combustão, constitui uma evolução em relação aos sistemas de injeção indireta multiponto, os quais injetam o combustível no coletor de admissão próximo às válvulas de admissão, Zhao *et al.* (2002). A utilização de sistemas de injeção direta para motores de ignição por centelha permite ganhos significativos em relação a sistemas de injeção indireta tanto em termos de potência como consumo de combustível. A principal vantagem destes sistemas está diretamente ligada às estratégias de preparação da mistura: sistemas de injeção direta possibilitam o funcionamento do motor com misturas altamente estratificadas e pobres devido a um controle definitivamente superior da formação da mistura. O principal ganho em eficiência advém da redução do estrangulamento na admissão em baixas cargas. Ganhos significativos são ainda proporcionados por uma maior razão de compressão volumétrica e menores temperaturas no ciclo. Ganhos adicionais ocorrem nas fases de partida e dirigibilidade a frio e durante os regimes transitórios, por não ocorrer o atraso na admissão da mistura injetada que ocorre em motores de injeção indireta. A condensação da mistura e a formação do filme de combustível no coletor, próximo as válvulas de admissão, em motores dotados de injeção indireta reduzem o controle da quantidade de combustível admitida em cada cilindro, ciclo a ciclo, devido a dinâmica do filme ser diferente da dinâmica do ar. O potencial ganho de eficiência, da ordem de 30%, não tem se materializado na prática. A principal causa é a emissão de poluentes que contribui para uma perda de 7 a 10%. A operação fora da faixa estequiométrica não permite a aplicação eficiente dos catalisadores de três vias convencionais e a tecnologia para catalisadores apropriados a esse tipo de motor ainda necessita de um maior desenvolvimento. A combustão apresenta uma fase inicial muito rápida, seguida de uma finalização lenta, o contrário do ideal, o que contribui para uma perda de 2 a 4,5%. A injeção de combustível a pressões bem mais altas, as maiores pressões de ciclo, a distribuição da combustão inadequada e outros fatores contribuem para um aumento do atrito com uma perda adicional de 2 a 4%. Do ganho original de 30%, menos de 20% são obtidos em motores atuais de produção, Zhao *et al.* (2002).

WORTH *et al.* (2002) apresentaram um sistema de injeção direta para motores ciclo OTTO de 4 tempos com servo assistência por ar. A injeção de mistura ar-combustível através do injetor visa reduzir o tempo de formação de mistura, a probabilidade de detonação e possibilitar a utilização de maiores razões volumétricas de compressão. Este sistema permite maximizar a eficiência térmica e conseqüentemente reduzir o consumo de combustível.

A ELSBETT (1977) desenvolveu um motor semi-adiabático de injeção direta que funciona a base de óleo vegetal e que alcançava eficiência energética global na faixa de 40 a 43%. Este motor não possui refrigeração a água, a engenharia do sistema de lubrificação é responsável por possibilitar que toda dissipação térmica seja realizada através do óleo lubrificante.

Motores de ciclo híbrido de alta eficiência constituem também uma importante opção para obter ganho de eficiência global. Como o nome diz este motor combina as melhores características de vários ciclos termodinâmicos incluindo os ciclos: Otto, Diesel, Rankine e Atkinson de forma a criar um motor de elevada eficiência global que gira em torno de 50% , SHKOLNIK *et al.* (2005).

Em suma, SIDERIS *et al.* (2005) apresentaram um estudo estatístico das maiores inovações realizadas nos últimos 10 anos no campo dos motores de combustão interna visando o ganho de eficiência global. Estas inovações estão diretamente ligadas ao aprimoramento de sistemas de injeção de combustível, o controle eletrônico da injeção de combustível, sistemas de tratamento dos gases de exaustão, turbocompressores, sobrealimentadores e sistemas de controle das válvulas.

1.2.5. Os motores flexíveis e multicombustíveis

Os motores flexíveis são aqueles capazes de funcionar com misturas de dois combustíveis em diferentes proporções e os motores multicombustíveis são aqueles capazes de operar com mais de dois combustíveis, podendo ser flexíveis ou não. Apesar do conceito de motores flexíveis não ter surgido no Brasil, hoje o maior mercado para esse tipo de motor está no Brasil. O primeiro tipo de sistema flexível, desenvolvido nos Estados Unidos, faz uso de sensores para detectar o teor de metanol na gasolina.

Contudo, na concepção tecnológica desenvolvida no Brasil utiliza-se a sonda lambda e o software da UCE para essa identificação. Embora o motor flexível tenha como base os motores a gasolina, algumas modificações mecânicas foram feitas para um melhor compromisso na operação com os dois combustíveis. Os motores movidos a álcool etílico foram desenvolvidos no Brasil, o que facilitou a adaptação dos motores flexíveis para serem usados tanto para a gasolina quanto para o álcool etílico.

Os motores flexíveis sofreram algumas alterações em relação aos motores originalmente movidos à gasolina. O eixo comando de válvulas apresenta modificações no diagrama de válvulas. As velas de ignição possuem grau térmico mais frio. Além disso, esses motores possuem dois sistemas herdados das versões a gasolina e a álcool etílico: o sistema de acúmulo de vapores da gasolina através de filtro de carvão ativado e o sistema de partida a frio dos motores a álcool etílico. Além disso, a utilização de álcool etílico exige materiais com proteção adequada em todos os componentes em contato direto com o combustível como galeria de combustível, válvulas injetoras, regulador de pressão da linha de combustível, reservatório de combustível, eletrobomba de combustível, filtro, linhas de alimentação, sedes de válvulas, anéis de pistão e cárter.

O combustível usado no motor é identificado pela UCE para que o motor trabalhe corretamente, já que cada combustível possui características diferentes. Durante a calibração da UCE, são ajustados os mapas para a gasolina e para o álcool etílico e é calculada a diferença entre esses mapas. Juntamente com os mapas base, elaborados durante a calibração, os mapas com as diferenças entre os combustíveis são gravados na UCE. Quando as condições estabelecidas na estratégia de reconhecimento de combustível são satisfeitas no software da UCE, é então habilitada a detecção do reconhecimento da nova razão ar/combustível a partir do desvio do sinal da sonda lambda. Durante este período todas as auto-adaptações do sistema são inibidas para que a sonda possa informar com precisão as possíveis alterações devido à mudança de concentração de álcool etílico na gasolina. O sistema então determina a nova razão ar/combustível encerrando o processo de aprendizado. Com isso, a UCE pode novamente injetar a quantidade de combustível ideal e dar o avanço de ignição certo para a nova mistura.

Motores multicompostíveis para aplicação militar foram desenvolvidos pelo exército americano. EMANUEL (1961) estudou a aplicação de querosene, gasolina e Diesel em um mesmo motor operando segundo o ciclo Diesel. Contudo, devido à época o desenvolvimento destes motores não levou em consideração as emissões de poluentes e apresentaram custos bastante elevados devido aos materiais empregados e robustez necessária.

FINSTERWALDER (1972) apresentou um sistema concebido pela *Deutz* para motores multicompostíveis que operavam com gasolina, querosene e Diesel. O sistema também funcionava conforme o ciclo Diesel e era dotado de um sistema de ignição por centelha. Esta opção possuía um custo elevado devido à necessidade de robustez do motor.

URLAUB; CHMELA (1974) estudaram a utilização de vários combustíveis no motor L9204, este motor funcionava com gasolinas de diferentes octanagens e com diesel segundo o ciclo Diesel. Porém, era também utilizado um sistema de ignição dotado de uma vela de ignição especial para garantir o início da combustão de combustíveis de maior resistência à auto-ignição. A robustez necessária ao motor para operação com combustíveis de alta octanagem em ciclo Diesel tornou-o também uma opção cara.

Os motores multicompostíveis operando conforme o ciclo OTTO utilizando a Gasolina C, o álcool e o GNV começaram a ser utilizados em veículos comercializados no Brasil a partir de 2004. A General Motors lançou no Brasil o Astra Multipower com motor 2,0 dm³ aspirado, os dados declarados apresentam uma redução de desempenho quando da utilização do GNV de 13% em relação à gasolina e 17% em relação ao álcool. O sistema ainda é dotado de duas unidades de controle eletrônicas, uma produzida pela Bosch para os combustíveis líquidos e outra pela Rodogás para o GNV, MAIA (2004). A Bosch apresentou um protótipo de um sistema incorporado a um veículo Volkswagen Polo 1,6 dm³ multicompostível não comercializado, utilizando um turbocompressor. Contudo, o sistema foi desenvolvido visando ganhos de torque e potência, sem preocupação com a manutenção da eficiência energética global, não sendo apresentado os dados referentes ao consumo de combustível. Este sistema também não possuía um trocador de calor no circuito de ar o que limitava os ganhos de desempenho, VOZ (2004).

Recentemente cálculos apontam que a utilização de motores multicomcombustível agregados a sistemas de injeção direta pode reduzir significativamente a tendência à detonação. A elevada octanagem do álcool permite o uso de turboalimentadores com ganhos substanciais de eficiência global para o motor. O ganho obtido através do aumento da pressão de admissão permite a realização de um *Downsizing* substancial, resultando em um ganho em cargas parciais em torno de 30%, BROMBERG; HEYWOOD *et al.* (2006). Outra vantagem da utilização do álcool é a redução das emissões de CO₂ em relação à gasolina, além de se tratar de um combustível renovável. Em sistemas de injeção direta com álcool, a injeção deste combustível após o fechamento da válvula de admissão permite a evaporação total do combustível, aumentando a eficiência da combustão. O calor latente do álcool juntamente com o calor latente da água que é adicionado ao mesmo são os maiores responsáveis pela diminuição da tendência à detonação, promovendo um resfriamento substancial da mistura na câmara de combustão, BROMBERG; HEYWOOD *et al.* (2006).

1.2.6. Considerações finais

A revisão bibliográfica mostra novas tendências em pesquisas científicas aplicadas a motores de combustão interna. A maior ênfase da revisão é dada ao estudo de combustíveis alternativos de fontes renováveis. O aumento da eficiência global dos motores de combustão interna constitui outra linha de investigação, onde são estudadas formas de se obter o melhor aproveitamento da energia, através da utilização de sistemas sofisticados, ou através da redução das resistências passivas no motor. A busca de motores multicomcombustíveis é também uma tendência que oferece ao consumidor certa independência em relação à política energética adotada pelo governo brasileiro. Dentre as formas de se obter um aumento da eficiência global nos motores de combustão interna de ignição por centelha destacam-se a utilização de sistemas de injeção direta, a adoção de sistemas que possibilitam a queima de misturas pobres e a utilização das técnicas de *Downsizing*. A utilização de um alto grau de turboalimentação sempre foi associada a uma perda de eficiência térmica em função de uma redução da razão de compressão volumétrica e/ou atraso de ignição, ambas visando evitar detonação. Contudo, como mostrado na Figura 1.6, os ganhos de eficiência com o aumento da razão volumétrica de compressão são menores quando da utilização de

elevadas razões volumétricas de compressão. Tanto o uso de etanol, seja com ou sem gasolina, associado à aplicação de injeção direta, como o uso de GNV permite a utilização de razões volumétricas de compressão maiores. Dessa forma, uma eventual necessidade de redução da razão volumétrica de compressão em função do aumento do nível de turboalimentação teria um impacto menor sobre a eficiência térmica. Esse é um caminho a ser explorado. Contudo, uma solução intermediária seria ainda explorar as características do motor turboalimentado utilizando etanol e GNV, com injeção indireta, a qual faz parte desse trabalho.

Os veículos multicomcombustíveis recentemente lançados no mercado apresentam perdas de desempenho consideráveis quando da utilização do GNV. Estas perdas estão associadas à perda de eficiência volumétrica quando da utilização do combustível gasoso em motores aspirados, devido à ação de expansão do gás quando injetado.

O presente trabalho apresenta contribuições para a investigação e desenvolvimento de motores multicomcombustíveis, tais como:

- O desenvolvimento de uma metodologia experimental de calibração e ajuste do sistema de controle do motor para a maximização do desempenho de motores multicomcombustível aspirados e turboalimentados que operam com gasolina C, álcool etílico e gás metano, onde se busca o máximo desempenho sem prejuízo à eficiência global para todos os combustíveis.
- O desenvolvimento de uma metodologia para tratamento dos dados de pressão do cilindro e análise da combustão.
- A utilização do banco de dados para o desenvolvimento de um *downsizing* a partir de motores multicomcombustíveis maiores, visando o mesmo desempenho com redução de consumo de combustível.
- A utilização do banco de dados para o desenvolvimento, calibração e validação de modelos físicos voltados para a simulação de motores multicomcombustíveis.