

# MÁQUINAS TÉRMICAS

Aulas 19 / 20

## Parâmetros operacionais e de projeto em motores alternativos

- relações geométricas em motores alternativos
- seqüência de eventos no processo
- potência, trabalho, eficiência mecânica
- potência de rodagem
- pressão média efetiva
- consumo específico de combustível
- eficiência volumétrica
- fatores de correção das eficiências
- relações entre parâmetros de performance
- dados de projeto e performance

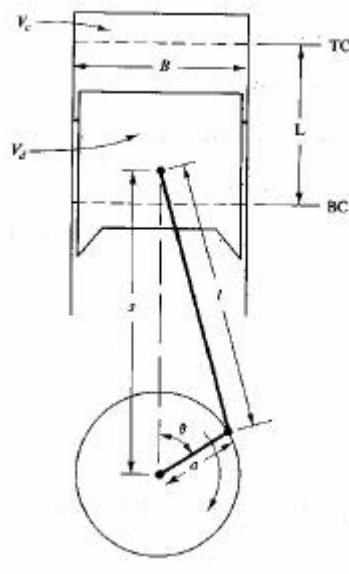
*Prof. Silvia Azucena Nebra*

Neste capítulo será feita uma revisão dos parâmetros de performance característicos de motores, consumo específico, eficiência, parâmetros geométricos, etc.

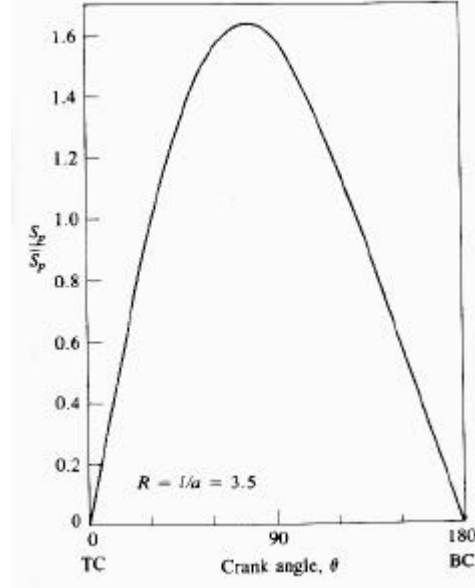
Serão também revistos os ciclos padrão. Embora numa outra aula será discutido o ciclo ar-combustível, mais próximos do ciclo real. De fato, os ciclos padrão são ciclos *idealizados*, fechados, onde é assumido que um gás ideal realiza o ciclo. O funcionamento real de um motor não corresponde a um ciclo fechado, é bem mais complexo, um motor constitui um sistema aberto, onde entra ar e combustível, acontece uma reação química, e há uma interação entre os fluidos do sistema e um sistema mecânico.

Mesmo assim, é de utilidade estudar os ciclos idealizados, porque constituem um importante padrão de comparação, além do mais, acontece que devido à presença do Nitrogênio no ar de entrada, numa quantidade importante, sendo uma substância que não reage, e tendo este gás um comportamento similar a um gás ideal, o processo real tem muitas similitudes com o ideal. Os ciclos idealizados são importantes também para indicar *tendências* de comportamento do motor.

• relações geométricas em motores alternativos



$V_c$  = espaço morto  
 $V_a$  = cilindrada  
 $L$  = curso do pistão  
 $B$  = diâmetro do pistão



$\theta$  = ângulo de rotação  
 $S_p$  = velocidade instantânea do pistão  
 $\overline{S_p}$  = velocidade média do pistão

Na figura são apresentadas as características básicas de um cilindro de motor. A biela liga o pistão à manivela (virabrequim). O ângulo teta é o ângulo de giro da manivela, normalmente, diferentes processos no cilindro são estudados utilizando este ângulo como variável independente, para indicar a posição do pistão.

O valor zero do ângulo teta corresponde ao pistão na posição superior no cilindro (volume = câmara de combustão), um valor de  $90^\circ$  indica que o pistão está no meio do cilindro, para  $180^\circ$  temos o pistão na posição inferior do cilindro (volume varrido = cilindrada + câmara de combustão)

À direita é mostrado um gráfico da variação da velocidade de deslocamento do pistão com o ângulo de rotação da manivela, o diagrama é similar ao de um pêndulo, com máxima velocidade na posição média do cilindro, atingindo velocidade nula no topo e na parte inferior.

### Parâmetros geométricos:

$$\text{Razão de compressão: } r_c = \frac{\text{máximo volume do cilindro}}{\text{mínimo volume do cilindro}} = \frac{V_d + V_c}{V_c}$$

$V_c$  = câmara de combustão (espaço "morto" superior)

$V_d$  = cilindrada (volume varrido pelo cilindro no seu deslocamento)

$$\text{Razão diâmetro/curso do pistão: } R_{bs} = \frac{B}{L}$$

$$\text{Razão braço/rádio do sistema biela-manivela: } R = \frac{l}{a} \quad L = 2a$$

### Valores típicos

Motores de ignição por centelha:  $8 < r_c < 12$

Motores Diesel:  $12 < r_c < 24$

Motores pequenos e médios:  $0,8 < B/L < 1,2$      $3 < R < 4 \text{ cm}$

Grandes motores Diesel,  
de baixa rotação:  $B/L$  até 0,5     $5 < R < 9 \text{ cm}$

As características listadas acima correspondem as, assim denominadas, propriedades geométricas de um motor.

Deve-se prestar atenção em que a assim denominada "razão de compressão" é na verdade uma relação de volumes, máximo e mínimo, do cilindro. Na próxima aula, quando analisemos os ciclos termodinâmicos será vista a relação da razão de compressão com a relação de pressões.

O termo "cilindrada" também é típico desta área, corresponde ao volume varrido pelo pistão no seu deslocamento, normalmente, quando é informada a cilindrada de um motor, o valor dado corresponde ao volume *somado* de todos os cilindros.

Na razão diâmetro/curso foi utilizada a letra "B" para indicar diâmetro e "L" para indicar o curso do pistão.

Como se observa, os diferentes tipos de motores têm também proporções diferentes, assim os motores de ciclo Otto têm caracteristicamente cilindros menores com um diâmetro de tamanho quase igual ao deslocamento do pistão, em troca, os motores de ciclo Diesel têm cilindros mais cumpridos, além de normalmente de tamanho bem maior que os motores de alta rotação, de ciclo Otto.

### Relações entre parâmetros geométricos :

Volume do cilindro em função do deslocamento da biela

$$V = V_c + \frac{\rho B^2}{4} (l + a - s)$$

Distância entre o pino da biela no pistão e o eixo da manivela

$$s = a \cos q + (l^2 - a^2 \sin^2 q)^{1/2}$$

$q = \text{ângulo de manivela}$

Área interna da câmara de combustão

$$A = A_c + A_p + \rho B (l + a - s)$$

$A_c = \text{área superior, no topo do cilindro}$

$A_p = \text{área na cabeça do pistão}$

Velocidade média do pistão

$$\bar{S}_p = 2LN \quad 8 < \bar{S}_p < 15 \text{ m/s}$$

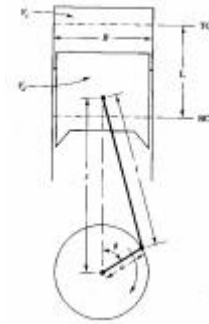
$N = \text{velocidade de rotação da manivela}$

Velocidade instantânea do pistão

$$S_p = \frac{ds}{dt}$$

Relação das velocidades

$$\frac{S_p}{\bar{S}_p} = \frac{\rho}{2} \sin q \frac{d}{dt} \left[ 1 + \frac{\cos q}{(R^2 - \sin^2 q)^{1/2}} \right]$$



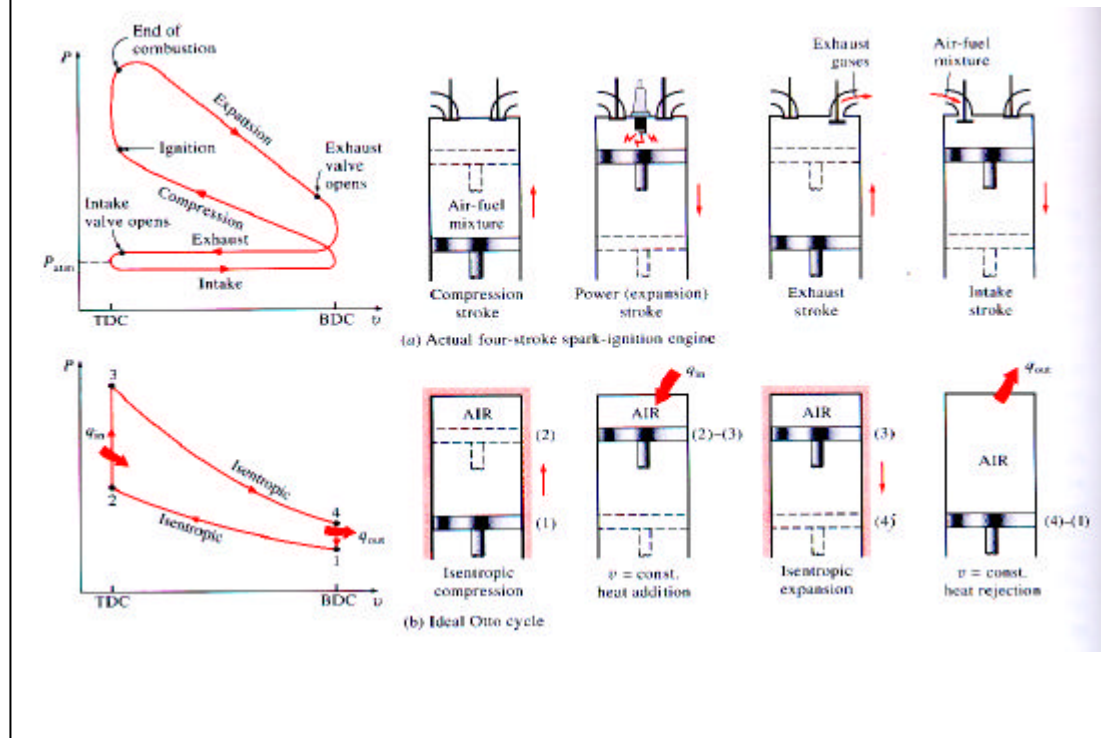
Acompanhar a leitura / interpretação destas relações com o desenho do slide 4.

A velocidade média do pistão é freqüentemente escolhida como um parâmetro mais apropriado que a velocidade de rotação da manivela, para correlacionar o comportamento de motores em função da velocidade.

O gráfico da função de relação de velocidades foi apresentado no slide número 4.

A resistência ao fluxo de gases dentro do motor, a inércia das partes móveis, a fadiga dos materiais limitam a velocidade média máxima do pistão a uma faixa de 8 a 15 m/s. O limite superior é típico de motores de automóvel, o inferior, de grandes motores Diesel.

## Ciclos motores - Ciclo Otto



### Modelagem do ciclo Otto

- 1 - 2 - compressão - adiabática reversível, por tanto, isentrópica.
- 2 - 3 - a volume constante (combustão),
- 3 - 4 - expansão - adiabática, reversível, por tanto, isentrópica
- 4 - 1 - a volume constante (exaustão)

Na modelagem mais simples, o ciclo fica reduzido ao diagrama da figura embaixo.

*Numa modelagem mais realista deve ser considerada a exaustão dos gases quentes e admissão da mistura fresca.*

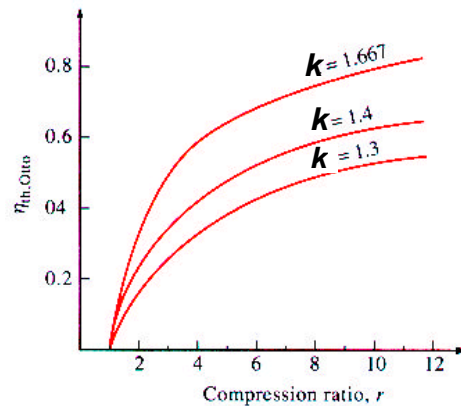
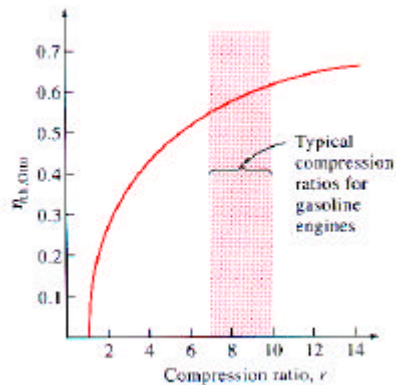
Esta parte do ciclo corresponde à segunda corrida do pistão, que como pode observar-se no diagrama superior, acontece através de dois processos a pressão constante e dois que aproximadamente podem ser considerados a volume constante.

A pressão na exaustão é ligeiramente superior à atmosférica e à pressão de admissão, que é ligeiramente abaixo da atmosférica (em motores que não sejam turbocarregados).

Observando que esta parte do ciclo é percorrida em sentido contrário à primeira parte, se deduz imediatamente que ela consome trabalho (energia), daquele produzido pelo próprio motor.

## EFICIÊNCIA CICLO OTTO

$$\eta_{f,i} = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}}$$



A eficiência do ciclo Otto é obtida substituindo na expressão da eficiência, as relações entre as temperaturas.

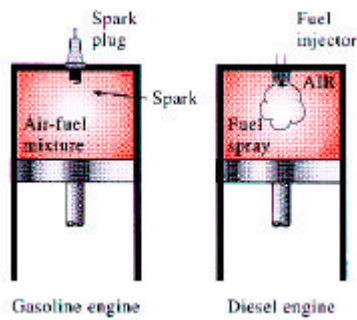
Na figura pode apreciar-se a variação da eficiência com o coeficiente gamma. Como se observa, a eficiência é maior quanto maior o valor deste coeficiente.

O coeficiente gamma depende do tipo de gás contido no cilindro, mas em termos práticos, também depende das condições em que acontecem a compressão e a expansão. Mais adiante voltaremos sobre isto.

Nos dois gráficos apresentados pode observar-se também a relação da eficiência com a relação de compressão, quanto mais alta a relação de compressão, maior a eficiência do ciclo.

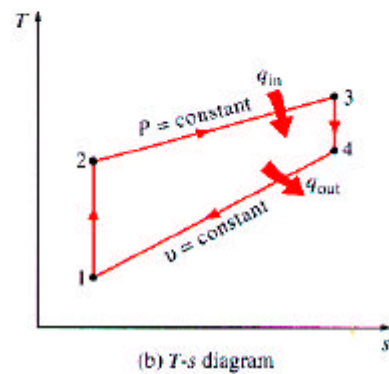
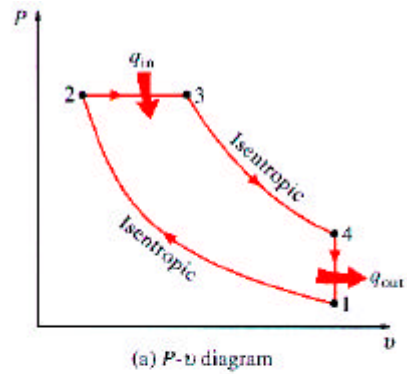
No gráfico de baixo é indicada a faixa de trabalho dos motores de ignição por centelha, ciclo Otto, esta faixa pode estender-se um pouco, até  $r_c=12$ , mas não mais do que isso.

## Ciclo Diesel



Razão de compressão:

$$r_c = \frac{V_{\text{máximo}}}{V_{\text{mínimo}}} = \frac{V_1}{V_2}$$



### Características do Ciclo Diesel:

1 - 2 : compressão - adiabática reversível, por tanto, isentrópica.

2 - 3 : a **pressão** constante (combustão)

3 - 4 : expansão - adiabática, reversível, por tanto, isentrópica

4 - 1 : a volume constante (exaustão)

No ciclo Diesel a ignição do combustível acontece normalmente pela própria compressão, a vela é desnecessária.

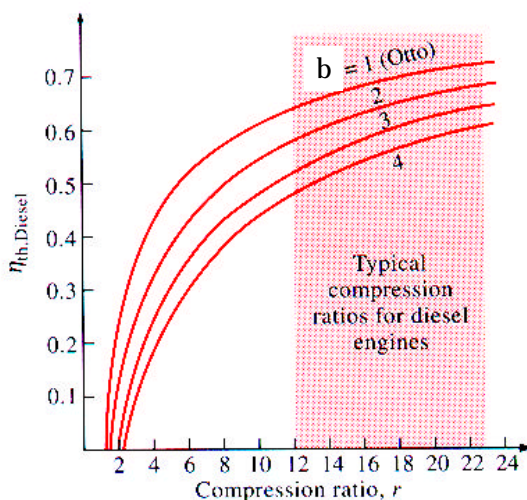
## Ciclo Diesel: Eficiência

Definindo:

$$b = \frac{V_3}{V_2}$$

E utilizando as relações para processos adiabáticos, obtém-se:

$$\eta_{f,i} = 1 - \frac{1}{r_c^{k-1}} \frac{b^k - 1}{k(b-1)}$$



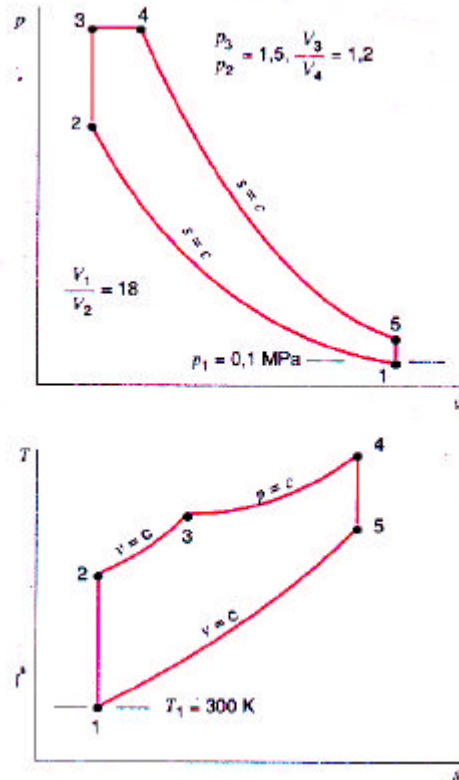
O gráfico acima mostra a eficiência do ciclo Diesel, em função da relação de compressão, para diferentes valores da relação de volumes. Mostra também a faixa típica de relações de pressão deste tipo de ciclos.

Observa-se um resultado curioso: se fosse possível fazer funcionar um motor com altas pressões, num ciclo Otto, teríamos uma eficiência mais alta que com o ciclo Diesel. A verdade é que os motores ciclo Otto funcionam com relações de pressão menores, e então, em termos gerais, a eficiência que se obtém com eles é menor que a obtida com o ciclo Diesel.

Uma outra vantagem dos ciclos Diesel é que podem funcionar com combustíveis menos nobres, óleos mais pesados, no caso.



## Ciclo Dual



### Características do Ciclo Dual:

1 - 2 : compressão - adiabática reversível, por tanto, isentrópica.

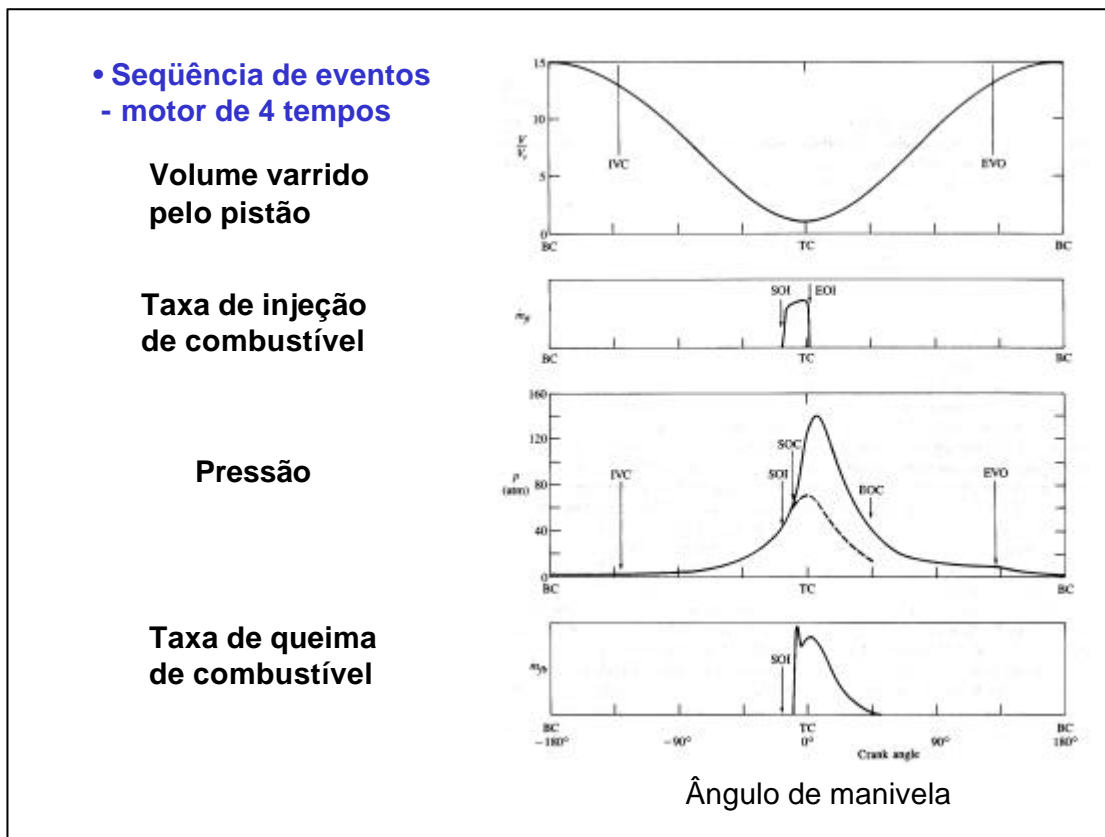
2 - 3a : a **pressão** constante (combustão)

3a - 3b : a **volume** constante, com admissão de calor(combustão)

3b - 4 : expansão - adiabática, reversível, por tanto, isentrópica

4 - 1 : a volume constante (exaustão)

Na realidade, a maioria dos motores opera de fato num ciclo mais próximo do dual, os ciclos Otto e Diesel são aproximações às quais se assemelham um ou outro tipo de motor.



Os gráficos mostram dados de operação típicos de um motor naturalmente aspirado, de ignição por compressão, com injeção de combustível. Todos eles foram feitos em função do ângulo de manivela.

O gráfico de volume indica que da posição de  $-180^\circ$  a  $0^\circ$  o pistão desliza do ponto inferior (máxima cilindrada) ao ponto morto superior, retornando depois.

O segundo gráfico mostra que a injeção do combustível acontece um pouco antes do pistão ter atingido o ponto morto superior, a  $-20^\circ$ . O líquido injetado se atomiza em pequenas gotas e logo depois, evapora, misturando-se com o ar. Isto, aliado à temperatura alta e uma pressão adequada, permite a ignição espontânea. O ponto indicado com “SOI” corresponde ao início e o “EOI” indica o fim da injeção de combustível.

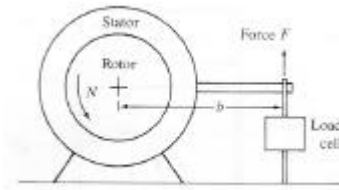
O gráfico de pressão mostra a elevação da pressão dentro do cilindro. A linha cheia indica o valor da pressão com o motor funcionando, a linha pontilhada indica o valor da pressão com o motor sendo acionado eletricamente. O ponto indicado como “EVO” corresponde a abertura da válvula de exaustão.

O quarto gráfico mostra que a ignição espontânea acontece um pouco antes do pistão atingir o ponto morto superior e que a queima do combustível se prolonga durante a expansão.

Depois deste deslocamento do pistão, haverá um outro, para expulsão dos gases queimados e aspiração de ar novo.

• **potência, trabalho, eficiência mecânica**

Torque:  $T = Fb$   
 $F =$  *força medida no dinamômetro*  
 $b =$  *braço do dinamômetro*



Potência  $P = 2\pi NT$

$W_{c,i}$  **Trabalho indicado** : é o trabalho realizado pelos gases sobre o pistão, somente nos processos de compressão e expansão. O termo “indicado” refere-se a que é obtido em base ao ciclo termodinâmico realizado pelos gases.

$W_p$  **Trabalho “de bombeamento”**: do trabalho entregue pelo motor, parte é gasta nos processos de exaustão e admissão, esta parte é denominada “trabalho de bombeamento”, este valor resta-se do trabalho indicado. Isto acontece nos motores naturalmente aspirados. Nos motores supercarregados, o trabalho de bombeamento soma-se ao trabalho indicado.

**Trabalho líquido por ciclo**: tirando o trabalho de bombeamento do trabalho bruto, resta o trabalho líquido.

O torque é medido em freios dinamométricos. O princípio de atuação de todos os dinamômetros é o mesmo: utilizam algum dispositivo para frear ou dissipar e energia do motor. Dependendo do tipo de freio, tem-se dinamômetros elétricos, hidráulicos, de correntes parasitas, aerodinâmicos, etc.

O termo “indicado” do trabalho refere-se ao trabalho mecânico máximo que poderíamos extrair do motor, calculado levando em conta o ciclo termodinâmico realizado pelos gases, sem descontar a energia consumida no “bombeamento” do ar ou ar+combustível e outras perdas por atrito no motor.

Desta forma, o trabalho “líquido” é obtido quanto do trabalho indicado é tirada a parte que é utilizada no bombeamento da “carga” do motor. (denomina-se “carga” do motor à mistura fresca de ar + combustível, sendo usado este nome também para os gases de combustão).

Quando se calcula a potência a partir do trabalho por ciclo, ainda é considerada a parte que é perdida por fricção dos componentes mecânicos do motor(mancais, pistões, etc.).

Esta parte que é perdida por fricção é medida acionando eletricamente o motor.

### Parâmetros de performance:

$$\text{specific fuel consumption} = \text{sfc} = \frac{\dot{m}}{\dot{W}} = \frac{m_{\text{ciclo}} \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{W_{\text{ciclo}} \frac{\text{kg}}{\text{kg}}}$$

**Consumo de combustível:** quantidade consumida por unidade de tempo, a uma dada potência e sob condições ambiente definidas.

**Consumo específico de combustível:** consumo de combustível por unidade de potência.

**Consumo específico ISO de combustível:** consumo de combustível por unidade de potência, medido na potência ISO padrão.

O consumo específico deve ser informado junto com o dado da potência e a velocidade angular do motor.

**Poder calorífico inferior, padrão do combustível para teste = 42.000 kJ/kg**

**Consumo de óleo lubrificante**

As definições acima foram tiradas da norma ABNT referenciada abaixo.

A equação para o consumo de combustível é genérica, o numerador indica a vazão do combustível, em kg/s, o denominador a potência, em kW.

Se o cálculo é feito por ciclo e não por unidade de tempo, no numerador é colocada a quantidade de combustível consumida num ciclo e no denominador o trabalho entregue por ciclo.

O consumo específico variará, fundamentalmente com a rotação de motor, e conseqüentemente com a potência desenvolvida.

Norma ABNT NBR ISO 3046/1, de Julho/1995.

Motores de Combustão Interna Alternativos - Desempenho -

Parte 1: Condições - padrão de referência e declarações de potência e de consumos de combustível e óleo lubrificante.

**Parâmetros de performance:**

**Eficiência térmica (ou termodinâmica):**

$$h_t = \frac{W}{DH_0} = \frac{W}{h_c \dot{m}_c PCI} \quad h_t = \frac{W_c}{h_c m_c PCI} \quad h_t = \frac{1}{spc h_c PCI}$$

$$DH_0 = H_p - H_r \text{ a } T = 25^\circ\text{C e } P = 100 \text{ kPa}$$

$$DH_0 = h_c PCI$$

onde :

$\dot{W}$  = *potência*

$h_c$  = *eficiência da combustão*

$\dot{m}_c$  = *vazão de combustível*

$PCI$  = *calor liberado na combustão por kg de combustível*

ou :

$W_c$  = *trabalho por ciclo*

$m_c$  = *massa de combustível por ciclo*

A eficiência térmica pode também ser denominada *eficiência de primeira lei da termodinâmica* do motor, já que ela expressa uma relação entre a energia obtida do motor em relação à energia contida no combustível alimentado.

A eficiência será denominada *indicada*, se no numerador da equação se considera a potência indicada, e será *efetiva*, ou *líquida*, se no numerador se coloca a potência efetiva ou líquida do motor. (Mais adiante definiremos os conceitos de potência líquida, efetiva e indicada).

Se se deseja fazer o cômputo por ciclo, no denominador deverá ser colocada a quantidade de combustível admitida no motor em cada ciclo. E, outra vez, no numerador, podemos ter a potência indicada, que pode ser calculada através do diagrama motor do ciclo, ou a potência líquida, para o qual será necessário descontar o *trabalho de bombeamento* do diagrama motor do ciclo.

A eficiência térmica é definida como o cociente do trabalho obtido dividido pela variação de entalpia dos produtos menos os reagentes da combustão, do combustível no motor. Esta variação de entalpia é calculada em condições padrão, a 25 °C e 100 kPa.

A eficiência térmica também pode ser calculada a partir do dado da potência do motor, o gasto de combustível e o Poder Calorífico Inferior (PCI). E também a partir do consumo específico de combustível e o PCI.

A modelagem do motor, que será discutida nas próximas aulas, permitirá determinar: a *potência indicada*, o *trabalho de bombeamento*, portanto, a *potência líquida*, a eficiência do motor e os parâmetros do ciclo em termos de pressão e temperatura.

### **Parâmetros de performance:**

**Potência normal ou contínua:** a mais alta potência que o motor desenvolve em operação contínua.

**Potência de sobrecarga :**corresponde a 110 % da potência em operação contínua, deve ser mantida durante 1 hora.

**Potência a plena carga (limite) :**corresponde à mais alta potência que um motor pode fornecer, num curto período de tempo.

**Potência ISO:** determinada em bancada de teste, em condições padrão.  $T = 25^{\circ}\text{C}$ ,  $P = 100 \text{ kPa}$ ,  $T_{\text{resf.}} = 32^{\circ}\text{C}$ ,  $f = 30\%$

**Potência de serviço:** determinada sob condição ambiente e de aplicação do motor.

**Velocidade de rotação:** deve ser informado o valor da velocidade de rotação do sistema de biela-manivela, correspondente às potências definidas acima.

Existe uma norma ABNT que fala de que forma devem ser indicados os parâmetros de desempenho de um motor de combustão interna. (referência ao pé deste comentário).

Nessa norma é estabelecido que os tipos de potência são: a indicada, a efetiva, a efetiva líquida. Além disso fala-se da potência contínua, da de sobrecarga e a de plena carga. Os conceitos de potência efetiva e indicada, serão vistos na próxima aula.

Nela são estabelecidas as condições padrão em que deverá ser determinada (por medição em banco de teste) a potência e o consumo de combustível dos motores. As condições padrão de referência são:  $P_0 = 100 \text{ kPa}$ ,  $T_0 = 298 \text{ K}$  ( $25^{\circ}\text{C}$ ), umidade relativa do ar  $\phi = 30\%$ , temperatura do fluido de arrefecimento, na alimentação do mesmo =  $32^{\circ}\text{C}$ .

A norma também estabelece as equações como deve ser corrigida a potência efetiva líquida quando o motor trabalha em condições diferentes às de teste, particularmente, as condições de pressão e temperatura.

Na norma estão também indicadas as normas internacionais ISO que serviram de referência para a elaboração dela.

Acompanhando os dados de potência (em kW) o fabricante deve informar a rotação do motor para a qual essa potência foi medida (em r.p.m.) e o gasto de combustível e óleo lubrificante.

Título da Norma:

Norma ABNT NBR ISO 3046/1, de Julho/1995.

Motores de Combustão Interna Alternativos - Desempenho -

Parte 1: Condições - padrão de referência e declarações de potência e de consumos de combustível e óleo lubrificante.

### Pressão média efetiva indicada

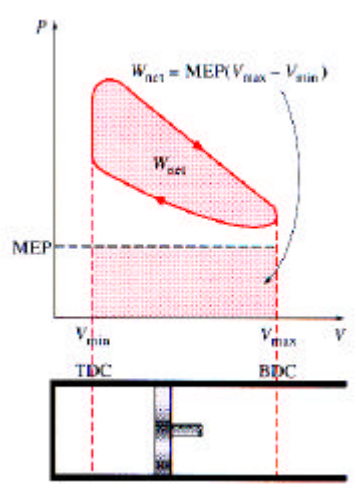
$$imep = \frac{W_{ciclos}}{V_d} \quad imep = \frac{\dot{W}_{c,i}}{N/R_n (LAN)}$$

$V_d$  = cilindrada

$N$  = rpm

$n$  = número de cilindros

A pressão média indicada é uma pressão *equivalente*, seria o valor da pressão correspondente à de um ciclo a pressão constante, que entregasse o mesmo trabalho que o ciclo real.



Para chegar a determinar a *potência ao freio*, entregue pelo motor em funcionamento, será necessário *estimar a potência de fricção*.

A pressão média efetiva é um valor bastante utilizado para indicar (indiretamente) a potência de um motor. Observar que com este dado, a cilindrada e o número de revoluções do motor é possível calcular a potência produzida.

Como se indica no desenho, a *pressão média efetiva indicada* pode ser calculada a partir do diagrama P-V do ciclo motor.

A área no diagrama P-V corresponde ao *trabalho indicado* desenvolvido num ciclo motor.

Denomina-se *ciclo motor* (num motor de 4 tempos) ao correspondente ao movimento de ida e volta do pistão em que há combustão, e portanto, produção de trabalho. O segundo ciclo, correspondente à exaustão - admissão, não há produção de trabalho senão consumo do mesmo (trabalho de bombeamento).

Para obter a pressão média efetiva se iguala esta área à de um retângulo cuja altura é igual ao valor da pressão procurada e sua base é o volume varrido pelo pistão no seu curso (cilindrada correspondente a apenas um pistão).

O produto LAN é igual ao produto (volume do cilindro) x (número de cilindros), o volume do cilindro que é considerado no cálculo é igual ao curso do pistão vezes a sua seção.

O significado de  $R_n$  é esclarecido no slide seguinte.  $(N/R_n)$  é igual ao número de revoluções do motor em que efetivamente este está realizando trabalho.

A potência do motor pode ser calculada a partir do trabalho por ciclo, levando em conta o tipo de motor (2 ou 4 tempos), e o número de revoluções, assim:

$$\text{Potência por cilindro: } \dot{W}_i = \frac{W_{ciclqi} N}{n_R} \begin{cases} n_R = 1 \text{ (2 tempos)} \\ n_R = 2 \text{ (4 tempos)} \end{cases}$$

ou:

$$\dot{W} = W_{cil} n_{cil} \frac{N}{n_R}$$

**Potência bruta = potência líquida + potência de fricção**

Na potência de fricção se consideram reunidas todas as perdas de vidas ao bombeamento da carga no motor, atrito mecânico das peças do motor, etc.

**Eficiência Mecânica**

$$h_m = \frac{\text{Potência líquida}}{\text{Potência bruta}}$$

Quando seja informado o trabalho e/ou a potência por ciclo, deve também ser informado se se trata de trabalho ou potência, bruto(a) ou líquido(a).

A potência líquida também costuma denominar-se de *potência de freio* fazendo referência ao fato que ela é medida num dinamômetro.

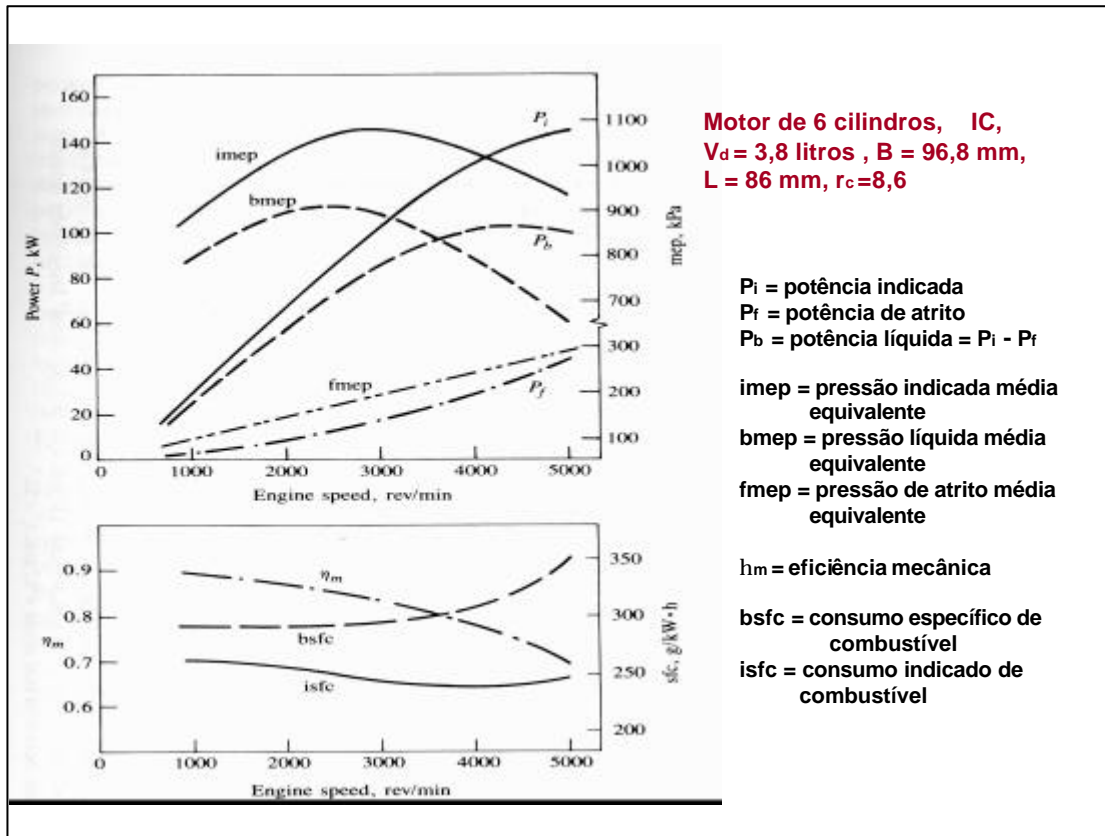
A potência bruta pode ser obtida somente por cálculo.

Com a finalidade de obter a potência bruta, além da potência líquida, é medida a potência de fricção, com o motor motorizado externamente, no dinamômetro (ou seja, sem combustão, mais acionando todas suas partes mecânicas).

A soma da líquida mais a de fricção dá a potência bruta.

A eficiência mecânica do motor é a relação entre a potência líquida e a potência bruta.





No gráfico anexo é possível apreciar o comportamento dos parâmetros importantes num motor, em função do número de revoluções.

A potência líquida é medida nos testes dinamométricos, a potência de atrito é também medida nos dinamômetros acionando o motor externamente com um motor elétrico, ou seja, sem combustão interna. A potência indicada é calculada a partir destas duas medições.

A potência indicada, e a potência de atrito aumentam sempre com o número de revoluções. Como a potência de freio é a diferença das duas, vemos que ela apresenta um máximo para um valor do número de revoluções, no caso deste motor, esse máximo aparece para 4.200 revoluções/minuto.

A pressão indicada média equivalente apresenta um máximo em torno das 3000 rev/min. Enquanto que a pressão líquida média equivalente apresenta um máximo um pouco antes, em torno de 2500 rev/min.

A pressão de atrito média equivalente acompanha o crescimento da potência de atrito.

No gráfico embaixo podem observar-se os valores do consumo indicado e do consumo específico. O consumo indicado (calculado em base a potência indicada) apresenta seu menor valor na mesma faixa em que a potência de freio atinge seu máximo. Enquanto que o consumo específico cresce sempre, com um aumento considerável a partir de 4000 rev/min.

O consumo específico de combustível é medido quando são feitos testes com o motor, já o consumo indicado é calculado a partir do dado da potência indicada.

A eficiência mecânica é sempre decrescente, devido a que o atrito das peças do motor cresce sempre com o número de revoluções do mesmo.

Gráfico tirado do livro: Internal Combustion Engines, autor: Heywood.

## •potência de rodagem

Denomina-se *potência de rodagem* à potência necessária para impulsionar um veículo numa estrada plana a velocidade constante.

Ela depende das características do veículo (tamanho, forma, peso) e da velocidade, na forma:

$$P_r = \frac{g}{e} C_R M_V g + \frac{1}{2} \rho_a C_D A_V S_V^3$$

$C_R$  = *coeficiente de resistência à rodagem*       $0,012 < C_R < 0,015$

$M_V$  = *massa do veículo*

$g$  = *aceleração da gravidade*

$\rho_a$  = *densidade do ar ambiente*

$C_D$  = *coeficiente de arraste*       $0,3 < C_D < 0,5$

$A_V$  = *área frontal do veículo*

$S_V$  = *velocidade do veículo*

O coeficiente de rodagem depende do atrito das rodas no chão, portanto da qualidade dos pneus, por exemplo, além do tipo de chão da estrada.

O coeficiente de arraste depende da forma do veículo.

Ambos devem ser determinados empiricamente.

Pesquisas prévias do coeficiente de arraste podem ser feitas utilizando um modelo do veículo, num túnel de vento.

Razão de equivalência  
combustível /ar,  
na combustão

$$f = \frac{\dot{m}_f / \dot{m}_{ar}}{\left( \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{ar}} \right)_{estequeométrica}}$$

Razão de equivalência  
ar /combustível

$$l = \frac{\dot{m}_{ar} / \dot{m}_f}{\left( \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_f} \right)_{estequeométrica}}$$

• eficiência volumétrica

Onde:

$$h_v = \frac{\eta_R \dot{m}_{ar}}{r_{ar,i} V_d N}$$

$\dot{m}_{ar}$  = vazão de ar que entra no motor

$m_{ar}$  = massa de ar que entra em cada admissão

Ou:

$r_{ar,i}$  = densidade do ar na entrada do motor

$$h_v = \frac{m_{ar}}{r_{ar,i} V_d}$$

$V_d$  = cilindrada

$N$  = número de revoluções

Lembrar que os parâmetros phi e lambda são opostos, o phi menor que zero indica excesso de ar na combustão, maior que zero, falta de ar; já o lambda, quando é menor que zero indica falta de ar e quando é maior que zero excesso de ar.

A eficiência volumétrica é um parâmetro que indica a quantidade de ar que foi aspirado comparado ao maior valor possível, que corresponde à massa de ar para o cilindro cheio, nas condições de pressão e temperatura na entrada. A primeira equação da eficiência volumétrica corresponde ao cálculo feito na base de considerar um volume de controle, a de baixo corresponde ao cálculo de sistema, considerando a quantidade de ar que é admitida no cilindro em cada “bombada” do pistão.

Observar que nestas expressões não foi levado em conta o volume ocupado pelo combustível quando há admissão deste junto com o ar. Quando o combustível é admitido junto o ar, ele ocupa um certo volume, mas como entra em estado líquido, e sua massa é pequena quando comparada a do ar, este volume é desprezível.

Para um motor a gás natural, que admite o combustível junto com o ar, deveria ser considerada a massa total ar+combustível no numerador e no denominador a densidade da mistura.

• **Fator de correção para a potência: proposta de Heywood**

A pressão, umidade e temperatura do ar ambiente, afetam a quantidade de ar que é admitida no cilindro, e portanto, a performance do motor.

Uma correção entre as condições padrão e as condições reais de medição é necessária.

Adotam-se como condições padrão uma pressão de ar seco de 736,6 mmHg, pressão do vapor de água 9,65 mmHg, e uma temperatura de 29,4 °C.

O coeficiente de correção da potência é:  $P_{i,s} = C_F P_{i,m}$

Onde o subíndice m, indica valores nas condições de medida e s, valores em condições padrão.

Considerando que a potência de fricção não seja afetada pelas condições ambiente, a potência de freio é:

$$P_{b,s} = C_F P_{i,m} - P_{f,m}$$

O fator de correção é dado por:

$$C_F = \frac{p_{s,d}}{p_m - p_{v,m}} \left( \frac{T_m}{T_s} \right)^{1/2}$$

onde:

$p_{s,d}$  = pressão absoluta do ar seco, padrão

$p_m$  = pressão absoluta do ar, ambiente

$p_{v,m}$  = pressão parcial do vapor de água, ambiente

$T_m$  = temperatura ambiente

$T_s$  = temperatura padrão

Nos slides que seguem discutiremos a correção da potência para variações de pressão e temperatura ambiente tal como indicada na norma ABNT, neste slide e no próximo veremos uma outra proposta, tirada do livro: Internal Combustion Engines, de Heywood.

Esta segunda proposta foi incluída em razão de não conhecer os fundamentos teóricos da recomendada na norma ABNT.

A potência assim obtida é denominada *potência de serviço*.

As condições de pressão e temperatura correspondem à condição do ar na admissão do motor (coletor de admissão aquecido).

**Explicação:**

A base para o fator de correção é o escoamento de um gás através de uma restrição de seção =  $A_E$

$$\dot{m} = \frac{A_E p_o}{\sqrt{RT_o}} \frac{1}{g} \frac{2g}{g-1} \frac{p_o}{\rho_o} \frac{1}{\theta} - \frac{p_o}{\rho_o} \frac{(g+1)}{g} \frac{1}{\theta}^{1/2}$$

Assumindo que a relação de pressões se mantenha constante, a vazão de ar que entra no motor dependerá de:

$$\dot{m}_a \propto \frac{p_o}{\sqrt{T_o}}$$

Por este motivo, o fator de correção inclui somente os efeitos de pressão e temperatura.

**• Correção da eficiência volumétrica**

A eficiência volumétrica depende do cociente da vazão mássica do ar e a densidade. Por sua vez, a densidade é proporcional ao cociente da temperatura e pressão.

$$C_F' = \frac{h_{v,s}}{h_{v,m}} = \frac{p_s}{p_m} \frac{T_o}{T_m}^{1/2}$$

O fator de correção resulta então:

Para entender melhor a correção da eficiência volumétrica, lembrar que ela depende do cociente da vazão mássica do ar e a densidade do mesmo. A vazão mássica depende do cociente da pressão e a raiz quadrada da temperatura, como indicado acima.

A densidade do ar, por sua vez é proporcional ao cociente da temperatura e a pressão (relação P, V, T para gases ideais). Assim, as pressões acabam cancelando encima e abaixo, ficando apenas a dependência com a temperatura no fator de correção.

## Ajuste da potência efetiva líquida para condições ambiente

$$\dot{W}_{corr} = a \dot{W}_{ref}$$

$\dot{W}_{corr}$  = potência corrigida

$\dot{W}_r$  = potência de referência

$a$  = fator de correção da potência

$$a = k - 0,7(1 - k) \left( \frac{1}{h_m} - 1 \right)$$

$$k = \frac{p + a f p_{sat}}{p_r + a f_r p_{satr}} \left( \frac{T_r}{T} \right)^m \left( \frac{T_{arr}}{T_{arrr}} \right)^q$$

$k$  = taxa da potência indicada

$p$  = pressão barométrica

$p_{sat}$  = pressão de saturação do vapor

$f$  = umidade relativa do ar

$T$  = temperatura absoluta

$T_{arr}$  = temperatura do fluido de

arrefecimento do ar de alimentação

os subíndices "r" e "ar" indicam

estado de referência em cada caso

Para motores turboalimentados:

$$k = \frac{p}{p_{rar}} \left( \frac{T_{rar}}{T} \right)^m \left( \frac{T_{arrar}}{T_{arr}} \right)^q$$

$$p_{rar} = p_r \frac{p_r}{p_{max}}$$

Quando o motor é operado em condições diferentes às padrão, antes mencionadas, a pressão efetiva líquida variará, devido a este efeito é necessário introduzir correções nos valores medidos da potência, as correções apontadas acima são recomendadas na norma ABNT referenciada abaixo.

Infelizmente, a norma não referencia de onde saíram estas correções, nem explica o fundamento teórico das mesmas, provavelmente tenham vindo das normas ISO.

Os valores dos coeficientes m, n e q estão no slide seguinte.

De todos modos, é evidente que o fator "k" de correção se trata fundamentalmente de uma correção da densidade do ar alimentado no motor.

No caso da expressão de "k" para motores turboalimentados, a temperatura do fluido de arrefecimento se refere a uma temperatura que substitui a do fluido de arrefecimento, e deve ser indicada pelo fabricante do motor.

As temperaturas de referência se referem, a  $T_r$  à ambiente, a  $T_{arr}$  à temperatura do fluido de arrefecimento, no caso dos motores turboalimentados estas temperaturas estão indicadas como  $T_{rar}$  e  $T_{arrar}$ , e as duas são estabelecidas pelo fabricante, na hora de informar a potência do motor.

A pressão  $P_{rar}$ , de referência para motores turboalimentados é calculada como indicado na última equação, onde  $P_r$  é a pressão barométrica de referência, e os símbolos  $p_r$  e  $p_{max}$  indicam respectivamente a razão de pressões no turboalimentador na potência declarada, sob as condições de referência e a máxima disponível no turboalimentador, a ser estabelecida pelo fabricante do motor.

O valor do rendimento mecânico deve ser informado pelo fabricante, na ausência desta informação deverá ser adotado o valor 0,8.

Se a umidade do ar não for fornecida, deverá ser adotado um valor de 0,30 (30%).

Norma ABNT NBR ISO 3046/1, de Julho/1995.

Motores de Combustão Interna Alternativos - Desempenho -

Parte 1: Condições - padrão de referência e declarações de potência e de consumos de combustível e óleo lubrificante.

tipo de motor	Condição		fator			
			a	m	n	q
Motores de ignição por compressão e motores bi-combustíveis	Não turboalimentados	Potência limitada por excesso de ar	1	1	0,75	0
		Potência limitada por razões térmicas	0	1	1	0
	turboalimentados sem pós-arrefecedor	Motores de quatro tempos de baixa e média velocidade	0	0,7	2	0
	turboalimentados com pós-arrefecedor	Motores de quatro tempos de baixa e média velocidade	0	0,7	1,2	1
Motores de ignição por centelha usando combustível gasoso	Não turboalimentados		1	0,86	0,55	0
	turboalimentados com pós-arrefecedor	Motores de quatro tempos de baixa e média velocidade	0	0,57	0,55	1,75
Motores de ignição por centelha usando combustível líquido	naturalmente aspirados		1	1	0,5	0

fonte: norma ABNT 3046/1/1995

Os fatores e expoentes acima se referem às equações da norma ABNT 3046, reportadas no slide anterior.

O fator “a”, que multiplica à unidade relativa na equação do fator “k” de correção, adota apenas os valores 0 e 1, devido a que simplesmente indica se deve ou não ser feita a correção de umidade do ar no cálculo.

• **Relações entre parâmetros de performance**

**Potência**       $P = \frac{h_f m_{ar} N Q_{HV} (F/A)}{n_R}$        $P = \frac{h_f h_v N V_d r_{ar,i} Q_{HV} (F/A)}{n_R}$   
 $n_R = 1 \text{ ou } 2$

**torque**       $T = \frac{h_f h_v V_d r_{ar,i} Q_{HV} (F/A)}{n_R 2p}$

**Pressão média efetiva**       $mep = h_f h_v r_{ar,i} Q_{HV} (F/A)$

**Potência específica = potência por unidade de área da seção do pistão**

$\frac{P}{A_p} = \frac{h_f h_v N L r_{ar,i} Q_{HV} (F/A)}{n_R}$       ou       $\frac{P}{A_p} = \frac{h_f h_v \bar{S}_p r_{ar,i} Q_{HV} (F/A)}{2n_R}$

Analisando as relações entre os parâmetros de performance, podem ser identificadas algumas características importantes no projeto de um motor:

- alta eficiência de conversão de combustível
- alta eficiência volumétrica
- incrementa-se a potência aumentando a densidade do ar admitido na entrada do motor (isto mostra a vantagem da utilização de turbo-compressão)
- razão combustível/ar alta, com queima total do combustível
- alta velocidade media do pistão, mas tendo cuidado com que não incremente demais as perdas por atrito mecânico.



**DADOS DE PROJETO E OPERAÇÃO, TÍPICOS, DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA**

	ciclos	Razão de compressão $r_c$	Diâmetro pistão B m	Curso/ diâmetro pistão L/B	Máximos				
					Velocidade rev / min	Pressão média líquida atm	Potência / volume KW/ litro	Peso/ Potência Kg / kw	Melhor consumo específico g / kWh
<b>Motores IC</b>									
pequenos	2,4	6 - 11	0,05-0,085	1,2 - 0,9	4500 - 7500	4 - 10	20 - 60	5,5 - 2,5	350
carros	4	8-10	0,07 - 0,1	1,1 - 0,9	4500 - 6500	7 - 10	20 - 50	4 - 2	270
caminhões	4	7-9	0,09 - 0,13	1,2 - 0,7	3600 - 5000	6,5 - 7	25 - 30	6,5 - 2,5	300
grandes	2,4	8 - 12	0,22 - 0,45	1,1 - 1,4	300 - 900	6,8 - 12	3 - 7	23 - 35	200
Wankel	4	9	0,57 l/câmara		6000 - 8000	9,5 - 10,5	35 - 45	1,6 - 0,9	300
<b>Motores Diesel</b>									
carros	4	17-23	0,075 - 0,1	1,2 - 0,9	4000 - 5000	5 - 7,5	18 - 22	5 - 2,5	250
caminhões	4	16 - 22	0,1 - 0,15	1,3 - 0,8	2100 - 4000	6 - 9	15 - 22	7 - 4	210
Caminhões (TC)	4	14 - 20	0,1 - 0,15	1,3 - 0,8	2100 - 4000	12 - 18	18 - 26	7 - 3,5	200
Locomotivas	4,2	12 - 18	0,15 - 0,4	1,1 - 1,3	425 - 1800	7 - 23	5 - 20	6 - 18	190
Estacionários grandes	2	10 - 12	0,4 - 1	1,2 - 3	110 - 400	9 - 17	2 - 8	12 - 50	180

## EXERCÍCIOS

1.- Calcule a velocidade média do pistão, pressão média efetiva,, e potência específica, em funcionamento a plena carga, para os motores das tabelas que seguem. Comente as diferenças entre os resultados obtidos.

De ignição por centelha:

Tipo / marca	No. cilindros	Cilindrada [l]	Diâmetro cilindro [mm]	Curso pistão [mm]	Razão de compressão	Potência máxima [kW]	Rev./min (*)
Chrysler	4 - 4tempos	2,2	87,5	92	8,9	65	5.000
General Motors	6 (em V) 4 tempos	2,8	89,0	76	8,5	86	4.800
marino	2 2 tempos	0,737				41	5.500

(\*) Número de revoluções a que foi obtida a potência máxima.

**Diesel:**

Tipo / marca	Injeção	No. cilindros	Cilindrada [l]	Diâmetro cilindro [mm]	Curso pistão [mm]	Razão de compressão	Potência máxima [kW]	Rev. /min (*)
Cummins	Direta turbo	6	10	125	136	16,3	168 a 246	2.100
Volkswagen	indireta	4	1,47	76,5	80		37	5.000
Caterpillar	Direta Turbo + Pós resf.	6		137,2	165,1		200 a 300	1.600 a 2100
	direta	8 em V	13,4	128	130	17	188	2.300

**2.- O primeiro dos motores de ignição por centelha da tabela do problema 1 opera a uma velocidade média do pistão de 10 m/s. O fluxo de ar medido é de 60 g/s. Calcule a eficiência volumétrica para ar atmosférico em condições padrão.**

**3.- O primeiro dos motores Diesel da tabela do problema 1 opera com uma velocidade média do pistão de 8 m/s. a) Calcule o fluxo de ar se a eficiência volumétrica é de 0,92. b) Sendo  $(F/A) = 0,05$ , qual é a vazão de combustível e a massa de combustível injetado por segundo por ciclo?**

**4.- A eficiência efetiva de conversão de combustível de um motor de ignição por centelha é 0,3 e varia pouco com o tipo de combustível. Calcular o consumo específico efetivo de combustível para a) isooctano, b) gasolina c) metanol e d) hidrogênio. (Pesquisar os dados necessários dos combustíveis).**

**5.- Você está projetando um motor de ciclo Diesel, quatro tempos que tenha uma potência efetiva de 300 kW a sua velocidade de revolução máxima. O motor é naturalmente aspirado.**

**Baseando-se em valores típicos (ver tabelas acima) de pressão média efetiva e velocidade média efetiva do pistão, estime a cilindrada, curso, e diâmetro requeridos para o pistão e número de cilindros.**

**Qual é a máxima velocidade estimada para seu projeto, em revoluções por minuto?**

**Qual será o torque efetivo estimado e a vazão de combustível gasto para a máxima velocidade?**

**Dado: assumo para o pistão uma velocidade média máxima de 12 m/s, que é um bom valor de projeto.**