

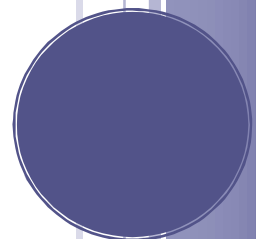
INSTALAÇÕES PROPULSORAS



PNV 3416 INSTALAÇÕES PROPULSORAS

CAPÍTULO 4

Prof. Dr. Hernani Luiz Brinati
Maio 2018



INSTALAÇÕES PROPULSORAS

CAPÍTULO 4

PARÂMETROS DE DESEMPENHO DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

4.1 - INTRODUÇÃO

No capítulo 2 foram apresentados os princípios de operação de um motor de combustão interna enquanto que no capítulo 3 foi realizada uma análise termodinâmica dos ciclos motores. O presente capítulo apresenta uma descrição dos parâmetros utilizados para medir o desempenho de um motor. A avaliação do comportamento de um motor não é feita, normalmente, através de análise termodinâmica de seu ciclo; com este objetivo recorre-se a uma série de fatores que, mais ou menos, definem as características do motor e o seu desempenho. Desta forma, um dos objetivos deste capítulo é a apresentação dos parâmetros comumente empregados para avaliação dos motores. Adicionalmente, serão abordados os problemas de especificação de motores e de testes de desempenho. Antes, porém, como em outros capítulos é apresentada uma questão ilustrativa para contextualizar o problema.

4.2 - QUESTÃO ILUSTRATIVA

Foi realizado um ensaio em um banco de provas com um motor Diesel de média rotação turbo-carregado, de acordo com a curva do propulsor. Os resultados do ensaio são apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 Resultados de Ensaio

| VARIÁVEL | <i>CONDIÇÕES</i> | |
|----------------------------------|------------------|------------|
| | 1 | 2 |
| Velocidade Média do Pistão (m/s) | 6,0 | 8,0 |
| Eficiência Mecânica | 0,84 | 0,90 |
| Consumo de Combustível (kg/h) | m_c | $2,25 m_c$ |

A partir dos dados da tabela 4.1 propõe-se uma série de quesitos.

Qual a relação entre os valores de pressão média efetiva no freio para os dois pontos do ensaio? E para os valores da pressão média efetiva indicada?

Qual é a eficiência térmica para a condição 2, sabendo que para a condição 1 ela é 0,45?

Qual a relação entre a eficiência volumétrica para os 2 pontos, sabendo que para a segunda condição a razão combustível-ar é 50% mais rica?

Qual a relação entre o consumo específico de ar nos 2 pontos?

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

Análise da Questão

Antes de passar ao exame dos itens propostos, inicia-se a análise da questão pelas informações apresentadas em seu enunciado. Na verdade, o correto entendimento do enunciado é elemento básico para solução da questão. O ponto principal aqui se refere ao entendimento do tipo de ensaio a que o motor foi submetido.

Há diferentes testes aplicados a motores de combustão interna, onde se procura avaliar o seu desempenho através da determinação experimental de seus parâmetros representativos. O teste mencionado na questão é um teste específico para motores de propulsão marítima, em que as condições de carga impostas pelo dinamômetro simulam a curva de carga de um hélice. Admite-se, nestas condições, que a potência requerida pelo propulsor é proporcional ao cubo da rotação do hélice.

Esclarecido este ponto, passa-se a responder a questão.

Item (a)

Nos capítulos anteriores, 2 e 3, foi apresentado e empregado o conceito de pressão média efetiva. Ele é derivado da curva executada pelo ciclo motor em um diagrama pressão-Volume. Trata-se da pressão constante que, atuando sobre o pistão no curso de expansão, produz o mesmo trabalho que o do ciclo motor. Corresponde, portanto, à razão entre o trabalho líquido do ciclo, medido neste diagrama, e o volume de deslocamento do cilindro, ou seja:

$$p_{me} = W_{liq} / V_d \quad (4.1)$$

onde:

W_{liq} é o trabalho líquido do ciclo (trabalho realizado pelos gases sobre o pistão no curso de expansão menos o trabalho executado pelo pistão sobre o fluido no curso de compressão);

V_d é o volume de deslocamento do cilindro (diferença entre os volumes no ponto morto inferior e ponto morto superior);

Na presente questão são utilizadas duas denominações de pressão média efetiva. Uma delas é pressão média efetiva indicada e está relacionada diretamente com o diagrama do ciclo motor, que é obtido com o emprego de um sensor de pressão instalado no cabeçote do cilindro. Como mostrado no capítulo 2, existe uma relação entre potência e pressão média efetiva, que pode ser deduzida a partir de (4.1) para calcular a potência indicada do motor. Trata-se da potência determinada através do uso do diagrama indicado do ciclo motor. Sabe-se que:

$$(Potência)_{ind} = W_{liq} \times N_{ciclo} \quad (4.2)$$

onde:

o subscrito ind se refere a indicado;

N_{ciclo} é o número de ciclos de trabalho realizado na unidade de tempo.

Substituindo (4.1) em (4.2), e levando em consideração que o volume de deslocamento do cilindro é o produto da área da cabeça do pistão pelo seu curso ($V_d = A_p L$), chega-se a:

$$(Potência)_{ind} = (p_{me})_{ind} A_p L z N_{ciclo} \quad (4.3)$$

em que z é o número de cilindros do motor.

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

A outra denominação utilizada é de pressão média efetiva no freio. De forma diversa da pressão média efetiva indicada, ela não está associada a um diagrama de pressões, sendo calculada a partir da potência fornecida pelo motor. Esta potência é medida por um dinamômetro (freio - "brake" em inglês), e por isto recebe a denominação de potência no freio. Tem-se, então:

$$(pme)_{\text{freio}} = (\text{Potência})_{\text{freio}} / (A_p L z N_{\text{ciclo}}) \quad (4.4)$$

Uma vez entendidos os conceitos de pressão média efetiva indicada e no freio, passa-se examinar as questões propostas. Inicia-se pela relação entre os valores de pressão média efetiva no freio; a partir de (4.4) pode-se escrever:

$$(pme)_{\text{freio2}} / (pme)_{\text{freio1}} = [(\text{Potência})_{\text{freio2}} / N_{\text{ciclo2}}] / [(\text{Potência})_{\text{freio1}} / N_{\text{ciclo1}}] \quad (4.5)$$

Sabe-se, por outro lado que:

i) $N_{\text{ciclo}} = N/2$; isto é, para motores de média rotação, que são de 4 tempos, há um ciclo de trabalho a cada 2 rotações do eixo;

ii) A rotação do eixo está relacionada com a velocidade média do pistão, V_p , através da relação:

$$V_p = 2 N L ; \text{ portanto:}$$

$$N_2 / N_1 = V_{p2} / V_{p1} \quad (4.6)$$

iii) Para um teste de propulsão marítima vale a relação:

$$(\text{Potência})_{\text{freio2}} / (\text{Potência})_{\text{freio1}} = (N_2 / N_1)^3 \quad (4.7)$$

A partir das relações (4.5) a (4.7) chega-se a:

$$(pme)_{\text{freio2}} / (pme)_{\text{freio1}} = (V_{p2} / V_{p1})^2 = (8,0/6,0)^2 = 1,81$$

Para o cálculo da relação entre os valores de pressão média efetiva indicada nos 2 pontos do ensaio, emprega-se o conceito de eficiência mecânica. Por definição, a eficiência mecânica, η_m , é a relação entre a potência no freio e a potência indicada, que pode também ser expressa pela relação entre as correspondentes pressões médias efetivas:

$$\eta_m = (\text{Potência})_{\text{freio}} / (\text{Potência})_{\text{ind}} = (pme)_{\text{freio}} / (pme)_{\text{ind}} \quad (4.8)$$

Portanto, pode-se calcular a relação desejada através de:

$$\begin{aligned} (pme)_{\text{ind2}} / (pme)_{\text{ind1}} &= [(pme)_{\text{freio2}} / (pme)_{\text{freio1}}] / [\eta_{m2} / \eta_{m1}] = \\ &= 1,81 / (0,9 / 0,84) = 1,69 \end{aligned}$$

Item (b)

A eficiência térmica de um motor, η_t , pode ser extrapolada a partir da definição de eficiência térmica de um ciclo combustível ar, que foi apresentada no capítulo 3. É a relação entre a potência indicada do motor e o fluxo de energia introduzido no motor pelo combustível:

$$\eta_t = (\text{Potência})_{\text{ind}} / (\text{vazão combustível} \times \text{poder calorífico}) \quad (4.9)$$

Usando (4.8), pode-se reescrever:

$$\eta_t = (\text{Potência})_{\text{freio}} / (\text{vazão combustível} \times \text{poder calorífico}) \eta_m \quad (4.10)$$

Portanto, usando os dados de fluxo de combustível, tem-se:

$$\eta_{t2} / \eta_{t1} = [(\text{Potência})_{\text{freio2}} / (\text{Potência})_{\text{freio1}}] / \{ [\eta_{m2} / \eta_{m1}] [4,25 m_c / m_c] \}$$

ou, então:

$$\eta_{t2} / \eta_{t1} = [8,0 / 6,0]^3 / \{ [0,90 / 0,84] [2,25] \} = 0,97$$

Como é conhecido o valor de η_{t1} , obtém-se o valor de η_{t2} :

$$\eta_{t2} = 0,44$$

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

Item (c)

De acordo com a definição, apresentada adiante, a eficiência volumétrica de um motor, η_v , pode ser expressa por:

$$\eta_v = \text{vazão de ar} / (z V_d N/2 \rho_{ad}) \quad (4.11)$$

em que ρ_{ad} é a densidade do ar na seção de admissão do motor.

É necessário, portanto, calcular a relação entre as vazões de ar. Para este cálculo usa-se a informação sobre a variação da razão combustível-ar, F , entre os dois pontos do ensaio. De acordo com a definição:

$$\begin{aligned} F &= (\text{massa de combustível} / \text{massa de ar})_{\text{ciclo}} = \\ &= \text{vazão de combustível} / \text{vazão de ar} \end{aligned} \quad (4.12)$$

Como $F_2 = 1,5 F_1$ vem:

$$\begin{aligned} (\text{vazão ar})_2 / (\text{vazão ar})_1 &= (\text{vazão combust})_2 / (\text{vazão combust})_1 (1/1,50) = \\ &= 2,25 / 1,5 = 1,5 \end{aligned}$$

Pode-se, então, usar (4.11) para calcular a relação entre os valores da eficiência de lavagem. Para isto deve-se observar que a rotação é diferente para os 2 pontos; admite-se adicionalmente que a densidade do ar de admissão é constante.

$$\eta_{v2} / \eta_{v1} = [(\text{vazão ar})_2 / (\text{vazão ar})_1] / (N_2 / N_1) = 1,5 / 1,33 = 1,13$$

item (d)

De acordo com a definição, apresentada mais adiante, o consumo específico de ar é dado por:

$$\text{Consumo específico de ar} = \text{vazão de ar} / (\text{Potência})_{\text{freio}}$$

Assim, pode-se calcular a relação entre os valores dessa variável para os 2 pontos, pois estão disponíveis as relações entre potência no freio e vazão de ar para as duas condições.

$$\begin{aligned} (cea)_2 / (cea)_1 &= [(\text{vazão de ar})_2 / (\text{vazão de ar})_1] / [(\text{Potência})_{\text{freio}2} / (\text{Potência})_{\text{freio}1}] \\ &= 1,5 / 2,35 = 0,64 \end{aligned}$$

4.3 PARÂMETROS DE DESEMPENHO

Uma série de parâmetros pode ser utilizada para caracterizar e medir o desempenho de um motor de combustão interna. Serão descritos aqui apenas os mais importantes.

4.3.1 Capacidade em Ar

No capítulo anterior, com a análise dos ciclos teóricos e reais, foram obtidos resultados que permitem prever com bastante aproximação a eficiência térmica de um motor, desde que sejam conhecidas, entre outros fatores, a razão de compressão e a relação combustível-ar. No entanto, a potência que se obtém de um motor depende não só da eficiência térmica, mas também da energia química (poder calorífico do combustível) introduzida por unidade de tempo. Assim, para se determinar a potência de um motor, para uma dada condição de operação, precisa-se ter uma estimativa precisa da quantidade de energia introduzida.

Por outro lado, é interessante observar que a energia química é liberada com a queima do combustível, e só pode-se queimar combustível se houver em

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

correspondência a quantidade necessária de ar. Portanto, a limitação para a quantidade de combustível que pode ser introduzida eficientemente no cilindro é estabelecida pela massa de ar que o motor pode aspirar.

A massa de ar que um motor pode aspirar por unidade de tempo é designada por capacidade em ar do motor. Este parâmetro depende das condições de projeto, bem como das condições de operação do motor. Assim, a capacidade em ar do motor depende do ciclo de operação - dois ou quatro tempos - e das condições de aspiração - normal ou superalimentação. Apesar da diferença básica nos processos de admissão para motor de ignição por compressão (IC) - aspiração de ar, e para motor de ignição por faísca (IF) - aspiração de mistura ar-combustível, aplica-se o mesmo procedimento para o cálculo da capacidade em ar. Na prática, a quantidade de ar que um motor IF pode aspirar não é afetada pela presença de combustível na mistura. A razão para este fato é que, embora a presença do combustível aumente o volume da mistura (em dois por cento para gasolina), a evaporação do combustível durante o processo de admissão provoca uma queda de temperatura com conseqüente redução do volume específico da mistura.

A influência da capacidade em ar de um motor sobre a potência produzida pelo motor pode ser analisada através da seguinte expressão:

$$(\text{Potência})_{\text{ind}} = \dot{m}_{\text{ar}} F Q_P \eta_t \quad (4.13)$$

onde:

$(\text{Potência})_{\text{ind}}$ é a potência indicada, obtida pela integração do diagrama indicador do cilindro do motor;

\dot{m}_{ar} é a capacidade em ar do motor;

F é a razão combustível-ar da mistura que o motor utiliza;

Q_P é o poder calorífico do combustível;

η_t é a eficiência térmica do ciclo motor;

Estimativa da capacidade em ar

Uma vez que a potência que o motor pode desenvolver é função da capacidade em ar, torna-se interessante obter uma estimativa para este parâmetro. Considerando o motor de 4 tempos como uma bomba de ar, é evidente que o volume de ar aspirado é aproximadamente igual ao número de cursos de admissão multiplicado pelo volume de deslocamento do cilindro, V_d . De uma forma geral, tem-se:

$$\dot{V}_{\text{ar}} = z V_d N / 2 \quad (4.14)$$

onde:

\dot{V}_{ar} é o volume de ar aspirado por unidade de tempo (minuto, no caso);

N é o número de rotações por minuto do motor e, portanto, N/2 é o número de cursos de aspiração por minuto;

z é o número de cilindros.

A massa de ar aspirada por unidade de tempo pode ser obtida multiplicando-se o volume de ar aspirado neste intervalo pela sua densidade. A seção de admissão pode ser escolhida onde for mais conveniente. Em motores de aspiração normal refere-se normalmente às condições de admissão como sendo aquelas do recinto onde está instalado o motor. Para motores superalimentados ou estrangulados, isto é, com restrição na aspiração, as condições de admissão

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

são aquelas do coletor de admissão. Como já foi mencionado que a influência do combustível sobre a capacidade em ar de um motor é desprezível, pode - se aplicar tanto para motores IC como para motores IF a seguinte expressão:

$$(\dot{m}_{ar})_{ideal} = z V_d \rho_{ad} N / x \quad (4.15)$$

onde ρ_{ad} é a densidade do ar (na seção) de admissão.

Em um motor real, no entanto, o ar de admissão pode absorver calor da válvula de admissão ou de outras partes quentes do motor; pode ocorrer ainda um estrangulamento no sistema de admissão, ou qualquer outro evento pode tornar a densidade do ar que é admitida no cilindro, diferente de ρ_{ad} . Além disso, a quantidade de ar retida no cilindro pode ser diferente da quantidade aspirada (motor de dois tempos). Assim, a capacidade em ar real é usualmente menor que a ideal.

Serão definidos, a seguir, os parâmetros que determinam a capacidade em ar real para motores de quatro e dois tempos.

4.3.2 Eficiência volumétrica

Este é um dos parâmetros importantes de desempenho dos motores de quatro tempos. Apesar do nome - eficiência volumétrica (η_v), este parâmetro representa uma relação entre massas. Ela é, por definição, a razão entre a quantidade de ar realmente admitida no cilindro e a quantidade de ar que nas condições de admissão preencheria o volume de deslocamento dos cilindros. Assim, tem-se:

$$\eta_v = \dot{m}_{ar} / (\dot{m}_{ar})_{ideal} = \dot{m}_{ar} / (z V_d N/2 \rho_{ad}) \quad (4.16)$$

Se for definido ρ_{cil} como sendo a razão entre a massa de ar que entra no cilindro e o volume de deslocamento V_d , então:

$$\eta_v = \rho_{cil} / \rho_{ad} \quad (4.17)$$

Portanto, para o cálculo da capacidade em ar de um motor, para dadas condições de admissão, é necessário conhecer a eficiência volumétrica para essas condições.

$$\dot{m}_{ar} = (N/2) z V_d \rho_{ad} \eta_v \quad (4.18)$$

Se o motor girasse de forma suficientemente lenta, de modo que não houvesse queda de pressão através do sistema de admissão, se as pressões no coletor de admissão e de descarga fossem iguais, se as válvulas se abrissem e fechassem em posições de ponto morto, e se a temperatura do ar na admissão fosse bastante alta, de forma a não absorver calor do motor, então a eficiência volumétrica seria igual a 1,0. Isto, porém, não ocorre.

A eficiência volumétrica depende das características de projeto do motor. Para um dado motor a eficiência volumétrica depende das condições de operação.

Influência das condições de projeto

Entende-se por projeto a especificação da forma geométrica de cilindro, válvulas, cames, sistemas de admissão e descarga, além da lista de materiais. Motores de tamanhos diferentes, mas com mesmas formas geométricas e mesmos materiais constituem um mesmo projeto.

Entre os diversos fatores de projeto que influem sobre a eficiência volumétrica do motor destacam- se os seguintes:

- i) regulagem das válvulas

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

As duas características da regulação de válvulas que têm importante efeito sobre a eficiência volumétrica são o "valve overlap" (período em que as válvulas de admissão e descarga permanecem abertas simultaneamente) e ângulo de fechamento da válvula de admissão.

ii) capacidade da válvula de descarga

A relação entre a capacidade (fluxo através) da válvula de descarga e a capacidade da válvula de admissão exerce influência sobre a eficiência volumétrica.

iii) projeto do sistema de admissão

O efeito do projeto do sistema de admissão, comprimento e diâmetro da tubulação, sobre a eficiência volumétrica está associado à relação entre forças de inércia e elásticas presentes no escoamento.

Há ainda a considerar o efeito de se ter diversos cilindros conectados a um mesmo coletor de admissão.

iv) comprimento da tubulação de descarga

Para uma dada condição de operação do motor, o comprimento da tubulação de descarga pode ter um efeito apreciável sobre a pressão no cilindro por ocasião da abertura da válvula de admissão. Entretanto, a influência sobre a eficiência volumétrica é menor que a atribuída à tubulação de admissão.

Influência das Condições de operação

A variação da eficiência volumétrica pode ocorrer devido à modificação da temperatura de admissão, ou da razão entre as pressões no coletor de admissão e descarga que constituem os efeitos chamados estáticos. Por outro lado, existem também os efeitos dinâmicos que atuam sobre a eficiência volumétrica. Assim é que para rotações normais do motor a inércia e o atrito fluido dos gases nos coletores de admissão e descarga em conjunção com a regulação das válvulas conduzem a uma desigualdade de pressão ao longo do sistema de admissão. Costuma-se admitir, e isto é bastante razoável, que os efeitos estáticos e dinâmicos sejam independentes.

i) Efeitos estáticos

Os fatores de operação chamados estáticos, que influem sobre a eficiência volumétrica são a temperatura de admissão e a razão entre pressão de admissão e pressão de descarga.

Quando se aumenta a temperatura de admissão há um aumento da eficiência volumétrica. Isto ocorre porque nestas condições, o ar absorve uma menor quantidade de calor das paredes da tubulação de admissão. Em consequência tem-se a densidade do ar no cilindro mais próxima da densidade do ar na admissão, ou seja, de acordo com (4.17) um aumento da eficiência volumétrica.

Quando se aumenta a razão entre pressão de descarga e pressão de admissão há uma redução da eficiência volumétrica do motor. Esta queda pode ser explicada, simplificada, da seguinte forma. Se a pressão de admissão é igual à pressão de descarga, os gases residuais, que ocupam o volume de folga do cilindro, V_0 , não sofrem nenhuma transformação quando se processa a admissão de ar. Nestas condições, obtém-se um dado valor para a eficiência volumétrica. Entretanto, se a pressão de descarga é superior à de admissão,

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

ocorre uma expansão dos gases residuais quando a válvula de admissão abre, de forma que o volume ocupado pelos gases passa a ser V'_0 ($V'_0 > V_0$)

Em consequência, uma menor quantidade de ar pode ser introduzida no cilindro, ou seja, há uma queda na eficiência volumétrica.

Para maiores explicações sobre a influência dos fatores estáticos, consultar o Anexo.

ii) Efeitos dinâmicos

A influência dos fatores dinâmicos pode ser caracterizada através de um único parâmetro - velocidade média do pistão, ou rotação do motor. A velocidade do escoamento do fluido na tubulação de admissão é função direta da velocidade do pistão e da relação entre a área da cabeça do pistão e a área transversal da tubulação de admissão. As diversas forças presentes no escoamento dependem da magnitude da velocidade do fluido. Para maiores detalhes sobre o efeito da velocidade do pistão (ou rotação do motor) consultar o Anexo. Uma representação deste efeito está mostrada na Figura 4.1. Esta curva se aplica a motores comerciais, em que a válvula de admissão fecha depois de ponto morto inferior.



Figura 4.1 Efeito da velocidade do pistão sobre a eficiência volumétrica

4.3.3 Eficiência de Lavagem

Em correspondência à eficiência volumétrica em motores de 4 tempos, define-se para os motores de 2 tempos a eficiência de lavagem. Este parâmetro é definido como a razão entre o ar retido no cilindro e a capacidade em ar ideal do cilindro.

$$\eta_{lav} = \dot{m}_{retido} / (\dot{m}_{ar})_{ideal} \quad (4.19)$$

onde η_{lav} é a razão de lavagem.

A capacidade em ar ideal de um motor de dois tempos tem uma definição ligeiramente diferente daquela de um motor de quatro tempos. Como o processo de descarga dos gases não é controlado pelo movimento do pistão, mas pelo fluxo do ar de lavagem não há necessariamente uma quantidade de gases

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

residuais ocupando o volume de folga V_0 . Assim, o volume que pode ser ocupado pelo ar de lavagem é igual ao volume total do cilindro V_t .

Como:

$$V_t = V_d + V$$

$$\text{ou} \quad V_t = V_d (r / r - 1) \quad (4.20)$$

em que r é a razão de compressão do cilindro. A capacidade em ar ideal de um motor de dois tempos é dada por:

$$(\dot{m}_{ar})_{ideal} = z (r / r - 1) V_d \rho_{ad} N \quad (4.21)$$

A comparação das equações (4.15) e (4.21) mostra que a capacidade em ar ideal de um motor de 2 tempos é maior que o dobro daquela de um motor de 4 tempos de mesmas dimensões.

Analogamente ao que ocorre com a eficiência volumétrica, a eficiência de lavagem é influenciada pelas condições de projeto e pelas condições de operação de um motor. No entanto, um dos principais fatores que influenciam a eficiência de lavagem é a razão de lavagem definida abaixo.

Razão de lavagem

Em um motor de quatro tempos, a não ser para grandes períodos de "overlap", todo o ar que entra no cilindro é retido, isto é, não há escape do ar pela válvula de descarga. Para um motor de dois tempos, entretanto, como as janelas de lavagem e de descarga, permanecem abertas simultaneamente, é impossível evitar que uma parte do ar (ou mistura) deixe o cilindro. Quanto maior for a quantidade de ar introduzida no cilindro maior será a fração de ar perdida através da válvula (janela) de descarga. A potência desenvolvida por um motor de dois tempos, portanto, não é proporcional à quantidade de ar introduzida no cilindro, mas à quantidade de ar retida.

Define-se razão de lavagem, R_{lav} , em um motor de dois tempos como a relação entre a quantidade de ar introduzido no cilindro e a capacidade em ar ideal do motor. Assim, tem-se:

$$R_{lav} = \dot{m}_{ar} / (z (r / r - 1) V_d \rho_{ad} N) \quad (4.22)$$

Para assegurar um processo de lavagem satisfatório, a maioria dos motores de dois tempos requer razões de lavagem em torno de 1,2. Para valores maiores que este há perda excessiva de ar (mistura) através do orifício de descarga e se requer altas pressões de lavagem.

Relação entre eficiência de lavagem e razão de lavagem

A potência indicada de um motor de dois tempos depende da eficiência de lavagem. Este parâmetro, por sua vez, depende da razão de lavagem. A relação entre a quantidade de ar introduzida no cilindro e a quantidade de ar retida, isto é, a relação entre a razão de lavagem e a eficiência de lavagem depende da forma e arranjo das janelas de lavagem e descarga, de forma da cabeça do pistão, do cabeçote do cilindro, da câmara de combustão e da regulagem das janelas, da rotação do motor, etc.

A Figura 4.2 é utilizada para ilustrar a variação da eficiência de lavagem em função da razão de lavagem. Nesta figura são mostradas quatro curvas, três delas correspondendo a condições teóricas para o processo de lavagem.

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

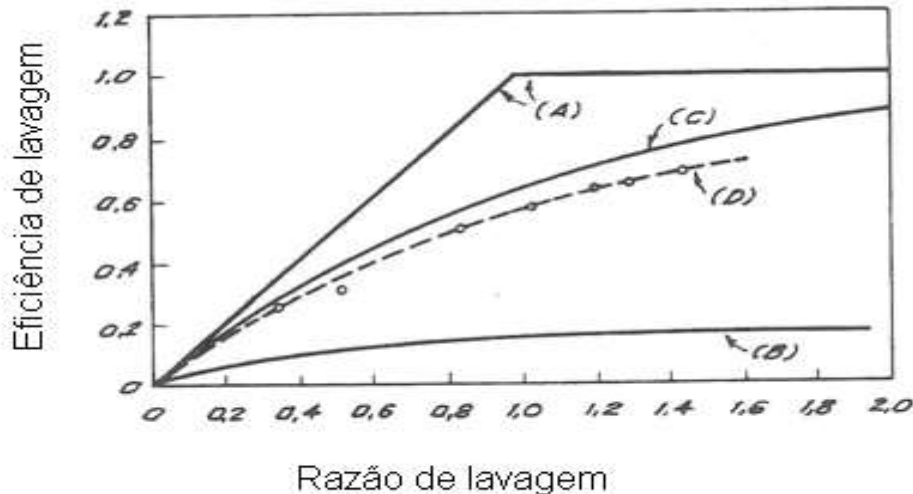


Figura 4.2 Efeito da razão de lavagem sobre a eficiência de lavagem

A curva A representa um processo perfeito de lavagem, onde o ar (mistura) admitido no cilindro não se misturaria com os produtos de combustão, não escapando, assim, através da janela de descarga; todo o ar admitido ficaria retido no cilindro. Para uma razão de lavagem igual a 1,0 a eficiência de lavagem seria 1,0 e não permaneceria nenhum gás residual no cilindro. Desta forma, não haveria necessidade de se utilizar razões de lavagem superior a 1,0, uma vez que a quantidade adicional de ar sairia pelas janelas de descarga.

A curva B representa a condição oposta, em que todo o ar admitido cruza o cilindro sem efetuar a lavagem dos gases e sai através do orifício de descarga. Isto corresponde a uma condição de "curto circuito" e resulta em uma eficiência bem baixa de lavagem para qualquer valor da razão de lavagem. A curva C representa uma terceira hipótese, em que, assim que entra no cilindro, o ar se difunde e se mistura completamente com os gases residuais. Neste caso, uma parte do ar deixa o cilindro com os gases enquanto outra parte permanece. Admitindo certas hipóteses adicionais, é possível estabelecer uma lei matemática para esta curva.

Nos motores de dois tempos reais o processo de lavagem compreende cada um dos três processos teóricos representados pelas curvas A, B e C. Em outras palavras, há uma parte de ar que empurra os gases sem se misturar, uma parte de ar que se mistura com os gases e uma parte de ar que realiza um "curto circuito". Esta condição é representada pela curva D da Figura 4.2.

Pressão de lavagem e potência requerida

Embora a relação entre a eficiência de lavagem e a razão de lavagem seja uma característica de altíssima importância em um motor de dois tempos, a potência requerida para atingir certa razão de lavagem também é um fator de grande relevância. A potência requerida para a lavagem é função do fluxo de ar e da pressão em que o ar é suprido ao cilindro. Dadas as características de um motor de dois tempos, é evidente que o fluxo de ar, com um dado cilindro, é função da diferença entre as pressões dos coletores de admissão e descarga. Na ausência de efeitos de inércia, ele seria independente do movimento do pistão. Assim, um

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

motor de dois tempos pode ser convenientemente considerado como um orifício. Neste caso aplicam-se as leis para escoamento de fluido compressível.

Considerando o escoamento de um fluido compressível através de uma passagem entre dois reservatórios, tem-se:

$$\dot{m}_{ar} = C_1 A c \rho_{ad} \Phi_1 \quad (4.23)$$

onde:

A é a menor área do escoamento;

C₁ é o coeficiente de fluxo da passagem, isto é, a razão entre o fluxo real e o fluxo ideal sob as mesmas condições;

c é a velocidade do som no escoamento;

Φ₁ é uma função que depende da razão entre as pressões de admissão e descarga.

Para maiores informações consultar o Anexo.

4.3.4 Potência Indicada e Potência no Freio

Como ficou ressaltado através da equação (4.13), a potência indicada de um motor está diretamente relacionada com a capacidade em ar do motor:

$$(\text{Potência})_{\text{ind}} = \dot{m}_{ar} F Q_P \eta_t$$

A potência indicada é, portanto, calculada baseando-se apenas no ciclo termodinâmico de operação do motor. No entanto, a potência obtida de um motor em um ensaio em um banco de provas difere sensivelmente da potência indicada. A esta potência, obtida em teste, dá-se o nome de potência no freio, bhp (brake horse power).

A diferença entre a potência indicada e a potência medida no freio é a potência de atrito (f.h.p. friction horse power) e é consumida para vencer o atrito nos mancais, pistões e outras partes mecânicas do motor; é costume também, incluir na potência de atrito a potência requerida para executar o trabalho de bombeamento.

É difícil se determinar experimentalmente a potência de atrito porque não há nenhum método direto de medida. Além disto, há variações entre as condições de teste e as de operação do motor.

A aproximação comumente utilizada para motores de alta rotação consiste em se arrastar o motor com um dinamômetro elétrico (não há combustão nos cilindros) e considerar a potência de atrito como a potência requerida pelo dinamômetro para um dado conjunto de condições: temperatura de óleo, rotação, etc.

Chama-se de eficiência mecânica do motor a razão entre a potência no freio e a potência indicada:

$$\eta_m = (\text{Potência})_{\text{freio}} / (\text{Potência})_{\text{ind}} \quad (4.24)$$

4.3.5 Pressão Média Efetiva e Torque

No Capítulo 3, na apresentação dos ciclos ideais combustível – ar, foi definida a pressão média efetiva. Este é um parâmetro de grande importância para a definição do projeto do motor. Costuma - se usar duas designações diferentes para o parâmetro, conforme ele esteja relacionado com a potência indicada ou com a potência no freio. A rigor, de acordo com a definição apresentada no

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

capítulo anterior o que existe, concretamente, é a pressão média efetiva indicada.

Existe uma relação entre a potência e a pressão média efetiva de um motor, conforme indicada pela expressão abaixo:

$$(\text{Potência}) = (p_{me}) A_p L z N_{\text{ciclo}} \quad (4.25)$$

onde (p_{me}) é a pressão média efetiva; e o produto $A_p L$, (A_p área do pistão, L curso do pistão), representa o volume de deslocamento.

A equação (4.25) pode ser usada para relacionar a potência indicada ou a potência no freio. De fato, ela pode ser empregada para calcular a potência indicada a partir da medida da pressão média indicada, ou em forma inversa para calcular a pressão média efetiva no freio em função da potência obtida no freio (dinamômetro).

De acordo com as definições apresentadas para a pressão média efetiva, é possível expressar a eficiência mecânica de um motor da seguinte forma:

$$\eta_m = (p_{me})_{\text{freio}} / (p_{me})_{\text{ind}} \quad (4.26)$$

Outro parâmetro também utilizado para caracterizar o desempenho de um motor é o torque que ele fornece na ponta do eixo. O emprego deste fator é, sobretudo, difundido para motores automotivos; não se aplica muito a motores de propulsão marítima.

Existe uma relação entre torque produzido pelo motor e a pressão média efetiva no freio. Partindo da relação:

$$(\text{Potência})_{\text{freio}} = \Omega Q \quad (4.27)$$

onde Q é o torque medido no eixo do motor e Ω ($\Omega = 2\pi N$) a velocidade angular, e usando a equação (4.25), chega-se a:

$$(p_{me})_{\text{freio}} = Q / (z V_D) \times$$

ou

$$Q = (p_{me})_{\text{freio}} (z V_D) / x \quad (4.28)$$

Pode-se modificar ainda a relação acima para expressar o torque medido em função da pressão média efetiva indicada.

$$Q = (p_{me})_{\text{ind}} (z V_D) \eta_m / x \quad (4.29)$$

Pelo exame da equação (4.28), percebe-se que o torque desenvolvido por um motor depende de suas dimensões. Neste sentido, o torque não é um parâmetro tão conveniente quanto a pressão média efetiva para caracterizar o projeto de um motor.

4.3.6 Consumo Específico de Combustível

O consumo específico de combustível de um motor é definido como a quantidade de combustível necessária para fornecer potência unitária durante um dado intervalo de tempo:

$$cec = m_{\text{comb}} / [(\text{Potência})_{\text{freio}} \Delta t] = \dot{m}_{\text{comb}} / (\text{Potência})_{\text{freio}} \quad (4.30)$$

Pode-se mostrar que o consumo específico de combustível está diretamente relacionado com as eficiências térmica e mecânica do motor e com o poder calorífico do combustível. De fato, como:

$$(\text{Potência})_{\text{freio}} = (\text{Potência})_{\text{ind}} \eta_m = \dot{m}_{\text{comb}} Q_P \eta_t \eta_m \quad (4.31)$$

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

introduzindo-se (4.31) em (4.30), obtém-se:

$$c_{ec} = 1 / (Q_P \eta_t \eta_m) \quad (4.32)$$

O consumo específico de combustível é, portanto, um parâmetro comparativo que mostra quão eficientemente um motor está consumindo combustível para realizar trabalho.

É mais interessante usar este parâmetro em lugar da eficiência térmica para caracterizar a economia de operação de um motor porque a determinação do consumo específico em um ensaio depende apenas de medidas de tempo, potência e peso.

Como foi mencionado, o consumo específico depende do poder calorífico e, portanto, do combustível que está sendo empregado. Assim, a especificação do consumo específico de um motor, deve ser referida ao tipo de combustível usado.

4.3.7 Outros Parâmetros de Desempenho.

Além dos parâmetros já citados, outros também são utilizados para avaliar o projeto ou o desempenho do motor. Assim, por exemplo, são empregados os seguintes fatores:

- a) peso específico que é a relação entre o peso do motor e sua potência;
- b) potência específica, que é a potência que o motor fornece por unidade de área do pistão;
- c) consumo específico de ar, que é a relação entre a capacidade em ar do motor e a potência produzida.

4.4 ESPECIFICAÇÃO DE MOTORES

É da maior importância para o usuário que o motor trabalhe em condições econômicas e seguras. Assim, é de interesse que o motor não seja especificado muito rigidamente; ou seja, deve existir uma certa margem entre a condição especificada para a operação do motor e o limite de funcionamento seguro.

A consideração acima ganha mais ênfase quando se refere a motores para propulsão marítima. Um preço inicial atrativo nunca compensará os atrasos decorrentes e os altos custos de reposição que são inevitáveis quando se use um motor com especificação inadequada (motor especificado sem margem de segurança - "over rated").

4.4.1 Limites de Potência de um Motor

O limite prático de potência em um motor diesel é atingido quando se registrar um ou mais dos seguintes fatores:

- a) a máxima porcentagem possível de combustível está sendo queimada efetivamente no volume disponível do cilindro.

Para uma queima eficiente a combustão deve ser perfeita e ser completada o mais cedo possível durante o curso de expansão.

- b) as tensões nas partes do motor em geral, e em especial as tensões térmicas e mecânicas, tenham atingido o mais alto nível compatível com a segurança para regime contínuo de operação.

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

c) a velocidade do pistão e a rotação do eixo não possam ser elevadas mantendo - se a segurança de operação.

Para cada tipo de motor, conseqüentemente, existe um limite superior acima do qual o motor não deve operar continuamente. Esse limite constitui a especificação para aquele tipo de motor.

Não é fácil, porém, determinar este limite: ele só pode ser estabelecido satisfatoriamente para cada tipo e tamanho de motor através de testes exaustivos.

É preciso ainda observar que a potência especificada para um motor (rated power) é afetada pelas condições atmosféricas, pela temperatura do refrigerante, etc.

Pelo que foi mencionado percebe-se que um motor deve ser selecionado, de modo que opere de acordo com a especificação. Por outro lado, a especificação deve ser flexível de forma a garantir uma margem de segurança.

Um procedimento comumente usado pelos armadores é estabelecer nos contratos cláusulas do tipo: "o (s) motor (es) deve (m) ser capaz (es) de manter a velocidade de serviço com o navio completamente carregado, ao desenvolver não mais que 80% (ou alguma outra porcentagem) da potência no freio especificada. Este tipo de cláusula, embora aparentemente satisfatória, deixa indefinida a potência máxima especificada, e não garante, em consequência um regime moderado de operação.

Uma prática alternativa é de se estabelecer valores limite de pressão média efetiva e rotação que o motor pode suportar continuamente; e, a partir deles, determinar valores ligeiramente inferiores para serem usados em provas de mar. Então, prescrevendo - se uma margem suficiente entre potência em provas de mar e potência de serviço é possível obter uma especificação moderada para serviço.

A aceitação de um navio e sua maquinaria deve-se basear necessariamente em uma prova de mar. Não se pode esperar que o fabricante do motor aceite um contrato baseado na velocidade para condições de serviço, quando há diversos fatores variáveis, todos fora de seu controle. Em seu próprio interesse o armador deve especificar os requisitos das provas de mar, de modo a garantir que os resultados mais econômicos sejam obtidos em serviço.

4.4.2 Níveis de Especificação de Motores

A especificação de um motor depende do particular tipo de uso. Assim, a especificação de um motor que trabalha continuamente deve ser mais moderada que de um motor que opera durante períodos limitados. Adicionalmente, em certas aplicações os motores só são solicitados seriamente durante certo período de tempo; também neste caso pode-se estabelecer uma especificação mais severa para o motor.

Um motor de propulsão marítima trabalha continuamente e, via de regra, em condição de plena carga. Em função destas condições são normalmente especificados três níveis de potência para estes motores. As definições apresentadas a seguir foram transcritas do Japanese Industrial Standard-Normas F 0401- 1951; F-4304 de 1956.

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

Potência Normal: É a potência que deve ser desenvolvida normalmente pelo motor para que o navio se desloque na velocidade de serviço, e que deve ser econômica em termos de eficiência térmica do motor e de sua manutenção.

Potência Máxima Contínua: É a máxima potência que pode ser desenvolvida contínua e seguramente pelo motor. Esta potência deve ser considerada como a potência nominal da máquina principal e deve ser tomada como base para os cálculos de resistência estrutural no projeto da instalação propulsora; além disso, as frações de potência da instalação devem ser referidas a este valor nominal.

Potência de Sobrecarga: É a potência superior à máxima contínua que o motor deve ser capaz de desenvolver em um curto período de tempo.

Potência a Ré: É a potência máxima contínua que pode ser desenvolvida pelo motor quando o navio está se deslocando para ré.

As potências e correspondentes rotações valem para o navio em condição de deslocamento de projeto. É interessante salientar que o calado de um navio para as provas de mar é normalmente inferior ao calado de projeto.

O termo potência referido acima é a potência no freio, medida por um dinamômetro no acoplamento posterior do eixo do motor ou no acoplamento posterior do eixo de escora quando o mancal de escora for parte integrante do motor.

Valores típicos para as relações entre as diversas potências e a potência máxima contínua são apresentados abaixo:

- potência normal: 85 a 90 por cento da potência máxima contínua;
- potência de sobrecarga: 105 a 110 por cento da potência máxima contínua;
- potência a ré: 60 por cento da potência máxima contínua.

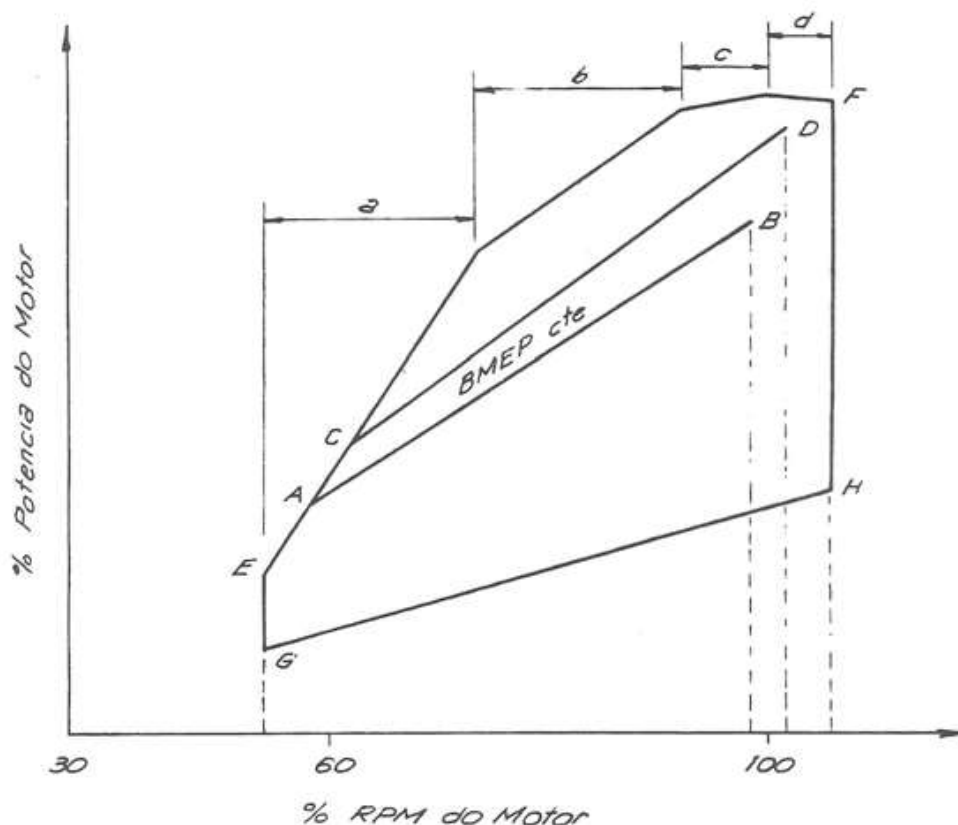
Embora os diferentes níveis de especificação de motores de propulsão marítima sejam comuns a outras normas, há diferenças no que se refere a potência nominal. Em alguns casos define-se como potência nominal a potência normal.

4.4.3 Região de Operação do Motor

De acordo com o tipo de utilização, um motor pode trabalhar em diferentes condições de operação. Assim, nem sempre ele estará trabalhando no ponto especificado de projeto. No caso específico de propulsão marítima isto ocorre porque em diversas situações o motor funciona fora da condição especificada. O que interessa saber é quais são as possíveis condições de operação do motor. Para qualquer motor pode-se estabelecer uma região de operação que satisfaça as restrições provenientes de diversas origens. A Figura 4.3 ilustra a região de operação (potência vs rotação, ou pressão média efetiva vs rotação) para um motor diesel. Este diagrama é característico de motores turbocarregados de média ou alta rotação. Para motores de baixa rotação o diagrama apresenta pequenas modificações.

É lógico que o projetista vai selecionar o motor de modo que, no ponto de projeto, a potência absorvida pelo hélice seja a definida pelo ponto B do diagrama de operação. A curva AB corresponde à pressão média efetiva para as condições de projeto, isto é, potência normal.

INSTALAÇÕES PROPULSORAS



(a) limitação de fumaça ou de pulsação do turbocompressor; (b) limitação de temperatura de descarga; (c) limitação de pressão no cilindro; (d) limitação de rotação do turbocompressor

Figura 4.3 - Região de Operação do Motor

Sabe-se que, de acordo com a definição de potência normal, o limite superior de pressão média efetiva (ou torque) para cada rotação não é estabelecido pela curva AB. O máximo torque que um motor pode desenvolver, a uma dada rotação, é determinado pelos seguintes fatores: condição aceitável de fumaça nos gases de descarga, altas tensões e altas temperaturas. A linha poligonal EF ilustra o limite máximo de potência para cada rotação do motor. Cada trecho da curva indica o fator que limita a potência. A forma dessa curva é mais representativa de motores de média ou alta rotação, mas pode ser aplicada a motores de baixa rotação. A explicação detalhada de cada fator de limitação escapa aos objetivos do presente capítulo. A curva CD representa a curva de pressão média efetiva correspondente à potência máxima contínua.

A limitação máxima de rotação é definida pelas cargas de inércia que são proporcionais à velocidade média do pistão. Observar que a rotação especificada implica em uma operação contínua nessa condição, enquanto que a rotação máxima é definida na base de funcionamento intermitente.

Um motor diesel tem uma limitação definida quanto à menor velocidade na qual ele pode operar. Esta limitação pode ser influenciada até certo grau por um projeto adequado do motor e de sua instalação. Em geral, a velocidade em marcha lenta de um motor diesel é cerca de 30 por cento da rotação máxima, atingindo 40 a 50 por cento para motores menores de alta rotação. As limitações quanto à velocidade em marcha lenta estão associadas com equipamento de injeção de combustível, combustão (o fluxo de calor através das paredes do

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

cilindro à baixa rotação reduz a temperatura do ar no final da compressão) e características de inércia do motor e da carga.

Além do problema de marcha lenta, deve se atribuir consideração à operação prolongada em carga parcial (baixa pressão média efetiva). A curva GH na Figura 4.3 representa uma linha de carga mínima abaixo da qual a combustão torna-se insatisfatória. Nesta região, combustível parcialmente queimado ou não queimado permanece no cilindro e arrasta o óleo lubrificante das paredes do cilindro; o combustível pode ainda fluir para o cárter (motores de média ou alta rotação), diluindo assim o óleo lubrificante. Como consequência desses dois fatos há formação de depósitos de carvão e desgaste acelerado dos componentes do motor.

Fica, assim, delimitada a região possível de operação de um motor diesel. Normalmente, para um motor de propulsão marítima a região de operação utilizada é bem menor devido às características de carga impostas pelo propulsor. Desta forma, não é de se esperar que um motor precise operar fora da região permissível. Em casos onde, devido a regimes diferentes de operação do navio, a instalação propulsora for obrigada a desenvolver níveis de potência muito distintos recomenda - se a utilização de dois ou mais motores em um mesmo eixo.

4.5 TESTES DE MOTORES

Para determinação dos fatores de desempenho e levantamento das curvas de um motor são realizados ensaios com o motor em um banco de provas, utilizando-se um dinamômetro (freio).

Há diversos tipos de testes que dependem do particular uso do motor. Assim, por exemplo, para motores que acionam geradores ou bombas, os testes são realizados com rotação constante. Por outro lado, motores automotivos e marítimos são submetidos a testes com rotação variável.

Serão apresentadas aqui as idéias básicas sobre testes realizados com motor diesel. Noções sobre ensaios de motores de ignição por faísca (gasolina ou etanol) serão apresentadas no Anexo. Para maiores informações sobre tipo de dinamômetros utilizados, consultar bibliografia especializada em motores.

4.5.1 Teste de Motor Diesel

Embora o principal interesse se refira a testes para motor diesel de propulsão marítima, será inicialmente examinado o problema sobre teste de plena carga com rotação variável de um motor Diesel. O objetivo deste teste é levantar a curva de potência máxima em função da rotação.

A realização de um ensaio a plena carga de um motor Diesel requer uma definição precisa das condições que serão impostas no ensaio. Especialmente para motores de aspiração natural, o que faz é injetar a máxima quantidade de combustível que o motor pode queimar de um modo eficiente. Esta condição é atingida quando a presença de fumaça nos gases de descarga do motor indica que está havendo perda de combustível. Como a quantidade máxima de combustível que pode ser queimada eficientemente pode variar com a rotação, a realização do teste exige um ajuste cuidadoso e subjetivo (depende da coloração dos gases para cada rotação usada no ensaio).

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

Para uma boa compreensão do procedimento usado no teste convém recorrer á equação de Newton para o movimento do eixo do motor, como mostrada a seguir.

$$J \frac{d\Omega}{dt} = Q_m - Q_c \quad (4.33)$$

onde:

Ω é a velocidade angular do motor ($\Omega = 2 \pi N$);

J é o momento de inércia total de motor, eixo e carga;

os índices m e c se referem a motor e carga, respectivamente.

Para determinar a máxima potência que se pode obter do motor a uma dada rotação, aumenta-se a quantidade de combustível injetado (que aumenta o torque do motor) mantendo-se constante a rotação através de um ajuste da carga (aumento do conjugado da carga) - veja equação (4.33), onde se devem manter iguais os valores de Q_m e Q_c . Atingido o ponto de máxima injeção de combustível (coloração cinza azulada dos gases de descarga, deixa-se o motor funcionar durante certo intervalo de tempo até que a água de resfriamento e o óleo lubrificante atinjam os valores recomendados para operação. A partir deste instante, mede-se o consumo de combustível durante um intervalo pré-estabelecido ao mesmo tempo em que se registra a rotação média mantida durante este período, a carga no freio, as diversas temperaturas, pressões (diagrama indicado), etc. Devem ser registrados todos os itens necessários para o cálculo dos resultados desejados e aqueles necessários para a reprodução do teste.

Depois de terminada esta corrida, ajusta-se o freio até que se atinja uma nova rotação e repete-se a sequência de operações. A Figura 4.4 mostra as curvas de potência e consumo específico de combustível, obtidas para duas condições diferentes de teste. Em uma delas procurou-se atingir a máxima potência do motor e os gases de descarga apresentam uma coloração cinza azulada. Para o outro caso, limitando-se a injeção de combustível, de forma a obter os gases com coloração cinza clara, obtém-se uma redução da potência, mas há também uma redução do consumo específico (com mistura mais pobre tem-se uma melhor eficiência térmica, conforme visto na análise dos ciclos motores).

Uma forma diferente de realizar o teste de plena carga em motores Diesel consiste em injetar uma quantidade de combustível constante por ciclo, independentemente da rotação. Neste caso, a bomba injetora é posicionada em uma determinada posição (máxima injeção de combustível) que se mantém constante ao longo do ensaio. Em consequência, a coloração dos gases pode mudar durante a realização do teste, sendo diferente para cada rotação

Os testes podem também ser realizados em cargas parciais do motor, que correspondem a outros ajustes das bombas injetoras. A figura 4.5 mostra três curvas diferentes de potência que são representativas de motores diesel marítimos de pequeno porte.

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

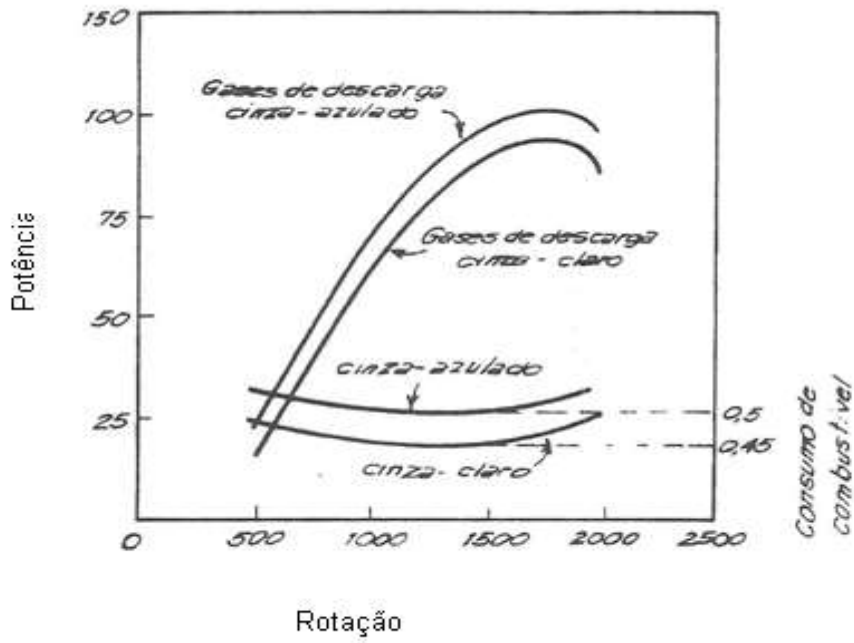


Figura 4.4 - Teste de Plena Carga para um Motor Diesel

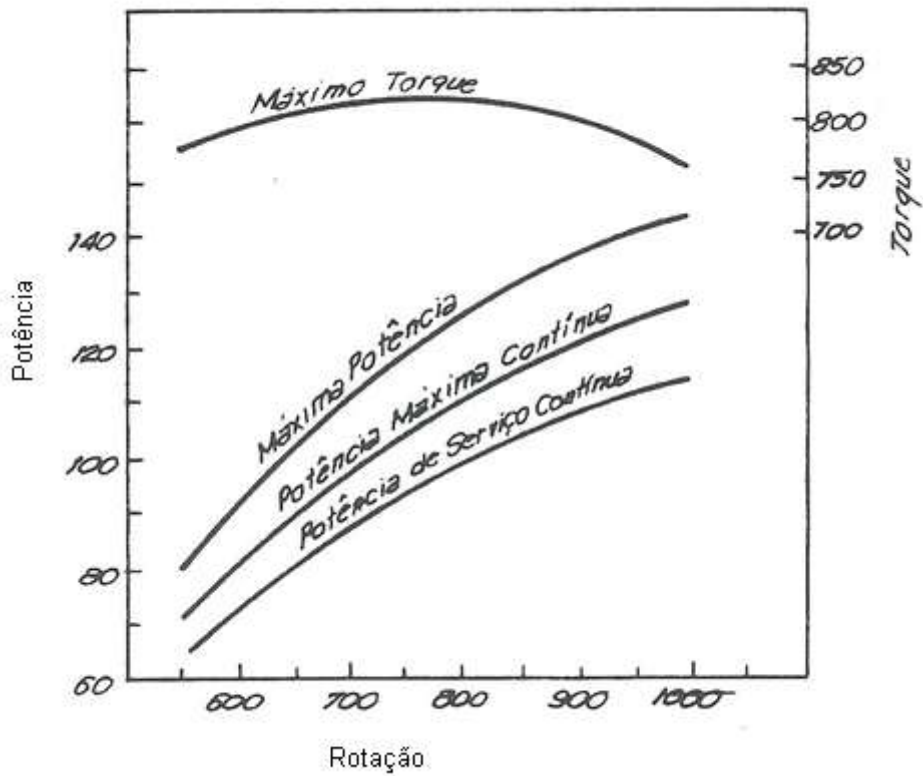


Figura 4.5 Curvas de desempenho de um motor Diesel

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

4.5.2 Teste de Motor Diesel de Propulsão Marítima

O teste de um motor diesel de propulsão marítima está relacionado com as características particulares da carga acionada - o hélice. Assim, devido à lei de absorção de torque (potência) do propulsor, apenas uma parte da região de operação do motor será utilizada durante a vida do motor. Em especial, é de se esperar que para baixas rotações a potência requerida seja sempre pequena. Desta forma, não há interesse em se testar o motor para condições de plena carga (máxima injeção de combustível) em baixas rotações.

O teste de um motor marítimo é planejado de acordo com a lei de absorção de energia pelo propulsor. As seguintes expressões representam aproximações válidas para os requisitos de potência (torque) do conjunto casco – hélice, que atuam com demanda de carga para o motor.

i) Potência requerida pelo conjunto casco - hélice é proporcional ao cubo da velocidade;

$$(\text{Potência})_{\text{req}} = \alpha V^3 \quad (4.34)$$

ii) Potência requerida pelo conjunto casco - hélice é proporcional ao cubo da rotação:

$$(\text{Potência})_{\text{req}} = \beta N^3 \quad (4.35)$$

iii) Torque requerido pelo sistema casco - hélice é proporcional ao quadrado da rotação:

$$(\text{Torque})_{\text{req}} = \lambda N^2 \quad (4.36)$$

As relações (ii) e (iii) exprimem a chamada lei do propulsor. Em realidade, os expoentes nessas relações não são sempre os indicados acima, nem eles são constantes para toda a faixa de velocidade do navio (ou rotação do hélice).

Entretanto, os valores usados para os expoentes são satisfatórios para os cálculos usuais.

No banco de testes do fabricante do motor, quando o motor é acoplado ao dinamômetro, a lei do propulsor é seguida, para levantar dados que serão usados no navio.

Em realidade, uma série de testes é realizada com o motor para examinar o seu desempenho. Os seguintes ensaios são normalmente efetuados

i) teste de carga, testes em rotação constante e de rotação mínima.

ii) teste de reversão.

iii) teste do regulador de velocidade.

iv) teste de partida

Além destes testes, outros são realizados quando se julgar necessário. O ensaio mais importante e que indicará de que forma se efetua a integração motor propulsor é o teste de carga. Este ensaio é conduzido durante um período de tempo, de extensão especificada, de modo a determinar as características do motor. Os valores de carga usados no teste correspondem a frações (1/4, 1/2, 3/4, 4/4) da potência nominal (usualmente a potência máxima contínua) além da potência de sobrecarga e de outra potência especificada (potência normal).

A rotação mantida em cada ponto do ensaio é estabelecida pela lei de absorção de potência pelo propulsor. Desta forma, pode - se estabelecer para um ponto

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

qualquer do ensaio a relação entre rotação e potência e os correspondentes valores para condição nominal.

$$N / N_{\text{nominal}} = (\text{Potência} / \text{Potência}_{\text{nominal}})^{1/3} \quad (4.37)$$

Um conjunto enorme de variáveis é registrado durante o ensaio. O registro dessas variáveis e a análise das curvas resultantes são de grande importância para verificar as características de desempenho do motor. No Anexo são apresentadas figuras que mostram as curvas obtidas durante os testes de motores de propulsão marítima.

BIBLIOGRAFIA

1. Obert, E F., "Motores de combustão interna", também em inglês - Internal Combustion Engines".
2. Taylor, C.F. ; Taylor, E.S. "The Internal Combustion Engines; International Testbook Company, 1961.
3. Rogovsky, H.R.; "Elements of Internal Combustion Engines"; McGraw Hill, 1953.
4. Harrington, P. "Marine Engineering".
5. Woodward III, J.B. "The Diesel Engine to Drive a Ship".
6. Pounder, C.C.; "Marine Diesel Engines".

Lista de Questões

1ª Questão

Existe uma relação entre as variáveis de operação e os parâmetros de um motor de combustão interna. Assim, é possível estabelecer uma lei de variação da pressão média efetiva indicada em função da razão entre pressão de admissão e pressão de descarga, e da temperatura de admissão.

Esboçar um gráfico para essas 3 variáveis (temperatura de admissão como parâmetro) para um motor Diesel de 4 tempos com aspiração normal trabalhando a plena carga (máxima quantidade de combustível) e rotação constante. Estender essa conclusão para o torque produzido pelo motor. Admitir para esta análise que a eficiência térmica se mantenha constante.

2ª Questão

Foi realizado um ensaio de um motor de ignição por compressão de 2 tempos em que se utilizou a máxima injeção de combustível por ciclo. Os resultados levantados para 3 pontos do ensaio estão apresentados na seguinte tabela.

| PONTOS | ROTAÇÃO RPM | CONJUGADO (Nm) | VAZÃO DE AR Kg/h | (p.m.e) _i bar |
|--------|----------------|-------------------|---------------------|-----------------------------|
| 1 | N | Q | \propto_1 | P |
| 2 | 2N | 1,1Q | 2,2 \propto_1 | 1,15p |
| 3 | 3N | 0,95Q | 3,1 \propto_1 | p |

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

Deseja-se saber:

- a) como varia a eficiência mecânica nos pontos do ensaio;
- b) como varia a razão de lavagem nos referidos pontos;
- c) admitindo que a eficiência de lavagem varie com a razão lavagem através de:

$$\eta_{lav} = 0,6 + (R_{lav} - 1,0) / 2$$

qual é a variação da razão combustível-ar no teste;

- d) qual a variação da eficiência térmica neste teste.

3ª Questão

Duas indústrias A e B de Motores Diesel de propulsão marítima desenvolveram novos modelos de baixa rotação para atender a demanda dos novos petroleiros. A indústria A tem um modelo com relação curso/diâmetro igual a 3,8 que, para um cilindro de 0,8m de diâmetro, opera com rotação de 78 rpm e pressão média efetiva no freio de 18 kgf/cm². Este motor opera com eficiência térmica de 53% e eficiência mecânica de 95% .

- a) sabendo-se que o motor da indústria B tem uma potência específica (potência por área de pistão) 5% maior e a mesma velocidade média do pistão que o motor da indústria A, qual é a sua pressão média efetiva?
- b) sabendo-se que os 2 motores operam com óleo pesado de poder calorífico igual a 11,58 kw.h/kg e que o motor B tem consumo específico de combustível 3% maior e mesma eficiência mecânica que o motor A, determinar:
 - consumo específico de combustível do motor A;
 - eficiência térmica do motor B.

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

ANEXO

Serão apresentadas neste anexo algumas informações complementares sobre determinados fatores de desempenho bem como testes de motores de propulsão marítima.

AI - Influência de fatores estáticos sobre a eficiência volumétrica

a) Efeito da temperatura de admissão

Um dos fatores que afeta a eficiência volumétrica é a temperatura do ar de admissão. Como expresso pela equação (4.5), a eficiência volumétrica indica uma razão entre as densidades do ar no cilindro e a de admissão. Se for aumentada a temperatura de admissão o ar irá absorver menos calor em sua trajetória em direção ao cilindro, e haverá uma menor variação em sua densidade, de modo que ρ_{cil} seja mais próximo de ρ_{ad} com conseqüente aumento da eficiência volumétrica. Pode-se aumentar a temperatura de admissão até um ponto em que inclusive ocorra uma transferência de calor do ar para as paredes do coletor de admissão. Neste caso ρ_{cil} seria maior que ρ_{ad} e a eficiência volumétrica seria maior que 1.

É bom observar que a capacidade em ar de um motor depende da eficiência volumétrica, mas também da densidade do ar na admissão. Assim, quando se aumenta a temperatura de admissão aumenta-se a eficiência volumétrica enquanto se reduz a densidade do ar. Como resultado líquido há uma redução da capacidade em ar.

A figura A1 mostra uma curva de eficiência volumétrica em função da temperatura de admissão para um dado motor operando a uma rotação constante e com pressões de admissão e descarga também constantes. É claro que os valores da eficiência volumétrica para uma dada temperatura T_{ad} dependem do projeto do motor, da rotação e das pressões de admissão e descarga utilizadas, mas a forma da curva é bem geral aplicando-se a outras condições em que opere um dado motor. Assim, a variação da eficiência volumétrica para uma modificação da temperatura de admissão pode ser calculada a partir desta curva para quaisquer condições de rotação e de pressões de admissão e de descarga.

Experiências realizadas com uma grande variedade de motores mostram que pode ser empregada a seguinte relação:

$$\eta_{v2} / \eta_{v1} = (T_{ad2} / T_{ad1})^{1/2} \quad (A.1)$$

em que a temperatura de admissão é dada em graus Rankine.

b) Efeito da razão entre as pressões de admissão e de descarga

Admitindo-se que o motor gire a uma rotação suficientemente baixa, com eventos de válvulas ocorrendo em posição de ponto morto superior e inferior, com pressões de admissão e descarga iguais e sem absorção de calor pelo ar no coletor de admissão, o motor induziria em cada cilindro um volume V_d de ar e a eficiência volumétrica seria 100 por cento.

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

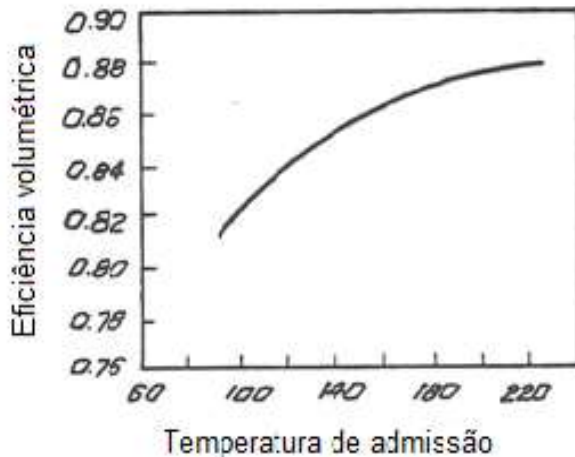


Figura A1 - Efeito da temperatura de admissão do ar sobre a eficiência volumétrica

Porém, se as pressões de admissão e de descarga são diferentes ocorre o seguinte processo. No fim do curso de descarga os gases residuais que permanecem no cilindro após o fechamento da válvula ocupam um volume V_0 e estão a uma pressão p_d . Quando a válvula de admissão abre, os gases residuais sofrerão compressão ou expansão, conforme a pressão de admissão seja maior ou menor que a pressão de descarga, e irão ocupar um volume diferente de V_0 , isto é, ou a mistura fresca entra no cilindro antes do curso de admissão, ou os gases residuais fluem para o coletor de admissão durante este período, para depois retornarem ao cilindro.

Assim, a quantidade de ar admitido depende do volume V_0 ocupado pelos gases residuais e a eficiência volumétrica aumenta ou diminui conforme o novo volume seja menor ou maior que V_0 . Pode-se calcular a variação da eficiência volumétrica para uma variação da razão entre as pressões de admissão e de descarga admitindo que os gases residuais sofram uma transformação adiabática reversível. O cálculo, assim efetuado, conduz ao seguinte resultado:

$$\eta_{v2} / \eta_{v1} = \left\{ \left[r - \left(p_d / p_{ad} \right)_2^{1/k} \right] / \left[r - \left(p_d / p_{ad} \right)_1^{1/k} \right] \right\} \quad (\text{A.2})$$

em que r é a razão de compressão do motor e k é a razão entre os calores específicos a pressão constante e a volume constante, respectivamente, dos gases.

Este raciocínio, descrito acima, é bem aplicado para motores que operam com um pequeno "overlap" de válvulas. Para um "overlap" maior, porém, os gases não seriam comprimidos ou expandidos, mas seriam empurrados para o coletor de descarga ou refluiriam do coletor para o cilindro, de acordo com a relação entre p_{ad} e p_d . Nestas condições a razão p_d/p_{ad} teria um efeito mais pronunciado sobre a eficiência volumétrica. Esses resultados são mostrados na Figura A2. Nesta figura a curva 1 representa a equação A1, a curva 2 os valores medidos para um motor com pequeno "overlap" de válvulas (6 graus), e a curva 3 os valores obtidos para um motor com um "overlap" bem maior (60 graus).

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

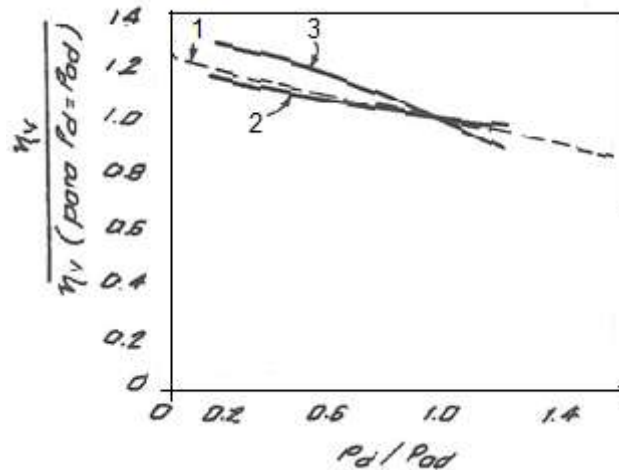


Figura A2 - Efeito da razão entre as pressões de descarga e de admissão sobre a eficiência volumétrica

A2 - Efeitos dinâmicos sobre a eficiência volumétrica

Na seção 4.3.2 foi abordado o problema de influência de fatores dinâmicos sobre a eficiência volumétrica. Para uma melhor compreensão sobre a forma da Figura 4.1 são apresentadas aqui algumas informações. Quando um gás escoar através de um sistema de tubulações, válvulas, câmaras, etc, como o sistema de admissão de um motor, diversos tipos de forças podem aparecer. A importância relativa de cada uma dessas forças depende, entre outras coisas, da velocidade do gás e da forma e tamanho das passagens.

a) Forças Viscosas

Os gases apresentam viscosidade, resistência ao cisalhamento, porque as moléculas das camadas mais lentas tendem a se transferir para camadas adjacentes mais rápidas, e vice-versa. Quando existe um regime laminar de escoamento este processo tende a desacelerar as camadas mais rápidas e acelerar as mais lentas pelo efeito de transferência da quantidade de movimento. Porém, em sistemas de admissão de motores as forças viscosas são desprezíveis porque a turbulência desfaz as camadas de gás.

b) Forças Elásticas e de Inércia

Quando os gases passam em altas velocidades através de passagens curvas ou de formas irregulares, ficam sujeitas a rápidas variações de velocidade e direção. Estas acelerações aplicadas à massa de gás dão origem a forças de inércia. Por outro lado, a compressão e expansão resultantes criam forças elásticas. Verificou-se que sob estas condições o tipo de escoamento e as perdas no sistema de admissão são determinados pela razão entre forças de inércia e elásticas. Para motores geometricamente semelhantes, com sistemas de admissão geometricamente semelhantes, a razão entre forças de inércia e forças elásticas é a mesma para mesmo número de Mach (u/c) onde u é a velocidade dos gases em um dado ponto do sistema e c é a velocidade do som nos gases. Porém, como a velocidade do ar no sistema de admissão está relacionada diretamente com a velocidade do pistão, V_p , é mais conveniente usar a expressão V_p / c caracterizando o índice de Mach no sistema de admissão do

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

motor. A figura A3, abaixo, mostra a curva de eficiência volumétrica em função da razão V_p/c -

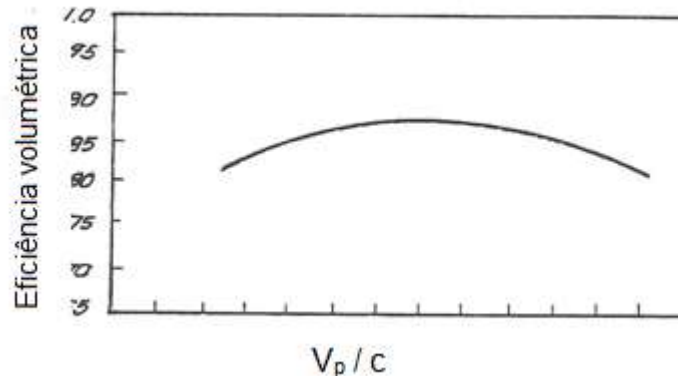


Figura A3 - Efeito da velocidade do pistão sobre a eficiência volumétrica

A3 - Relação entre razão de lavagem e pressão de lavagem em motores de dois tempos

Na seção 4.3.3 foi abordado o parâmetro eficiência de lavagem juntamente com a razão de lavagem. Outro item de grande interesse é a potência requerida para lavagem, que depende do fluxo de ar para o cilindro e da pressão em que o ar é suprido. A equação (4.23) exprime uma relação para o fluxo de ar que escoar para o cilindro. Nesta equação aparece o fator Φ_1 que é uma função da razão entre pressão de admissão (lavagem), p_{ad} e a pressão de descarga, p_d ; esta função é mostrada abaixo.

$$\Phi_1 = \left\{ \frac{2}{(k-1)} \left[(r_1)^{2/k} - (r_1)^{(k-1/k)} \right] \right\}^{1/2} \quad (\text{A. 3})$$

em que $r_1 = p_{ad} / p_d$

Desta forma, fica claro que o fluxo de ar para o cilindro, e conseqüentemente a razão de lavagem, depende da razão entre as pressões de admissão e de descarga.

A potência requerida para fornecer o ar de lavagem uma dada pressão é expressa por:

$$Pot_{lav} = \dot{m}_{ar} c_p T_1 Y_c / \eta_c \quad (\text{A. 4})$$

onde:

c_p é o calor específico à pressão constante do ar;

T_1 é a temperatura de entrada no compressor;

η_c é a eficiência adiabática (isoentrópica) do compressor;

e

$$Y_c = (p_2 / p_1)^{(k-1)/k} - 1 \quad (\text{A. 5})$$

em que p_1 é a pressão de entrada no compressor e p_2 a pressão de saída do compressor, normalmente a pressão de admissão do ar no cilindro.

A potência de lavagem pode ser comparada com a potência produzida pelo motor. Uma forma conveniente de efetuar esta comparação é através da pressão média efetiva requerida para efetuar a lavagem:

$$(pme)_{lav} = R_{lav} c_p T_1 Y_c / \eta_c [(r/r-1)] \quad (\text{A. 6})$$

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

Uma comparação entre $(pme)_{lav}$ e $(pme)_{ind}$ mostra que fração da potência do motor é requerida para acionar o compressor.

A4 - Teste de Motor de ignição por faísca

Na seção 4.5 foi apresentada uma descrição de como se realizam os testes com motores Diesel. Serão apresentadas aqui algumas noções sobre teste de motor de ignição por faísca (motor a gasolina ou etanol).

Entre os diversos testes possíveis para este motor, o que tem maior interesse é o de plena carga. Para a realização deste teste com um motor dotado de sistema de carburação, a borboleta do acelerador é totalmente aberta e mantém-se a rotação mais baixa desejada através do freio ou de ajustamento da carga externa. Regula-se a faísca (em caso de se dispor de regulagem manual) para se obter a máxima potência para esta rotação. Deixa-se o motor funcionar até que as temperaturas da água de resfriamento e do óleo lubrificante atinjam os valores definidos para operação. A partir deste instante mede-se o consumo de combustível durante um intervalo pré fixado ao mesmo tempo em que se registra a rotação média mantida durante este período, a carga no freio, as temperaturas, etc. Devem ser registrados todos os itens necessários para o cálculo dos resultados desejados e aqueles requeridos para reprodução do teste.

Depois de terminada esta corrida, ajusta-se o freio até que se atinja uma nova rotação desejada e repete-se a experiência.

Os resultados colhidos durante o desenvolvimento do teste são colocados em forma de gráfico em função da rotação – são as curvas características do motor. A Figura A4 mostra as curvas características de um motor a gasolina (caminhão) a plena carga, ou seja, com borboleta de acelerador totalmente aberta.

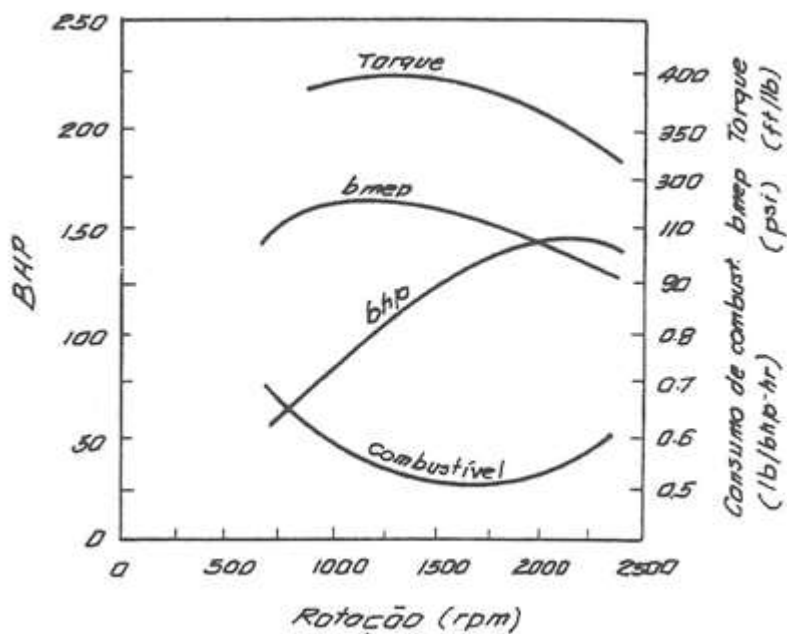


Figura A4 - Teste de Rotação Variável para um Motor de Ignição por Faísca a Plena Carga

A5 - Testes de Motores Diesel de Propulsão Marítima

INSTALAÇÕES PROPULSORAS

Na seção 4.5 foi descrito o procedimento empregado para realização de testes com motores diesel de propulsão marítima. A Figura A5 mostra os resultados de teste com um motor, extraído do texto de Pounder. Pode-se perceber pelo exame da figura que um grande número de variáveis é registrado durante o teste.

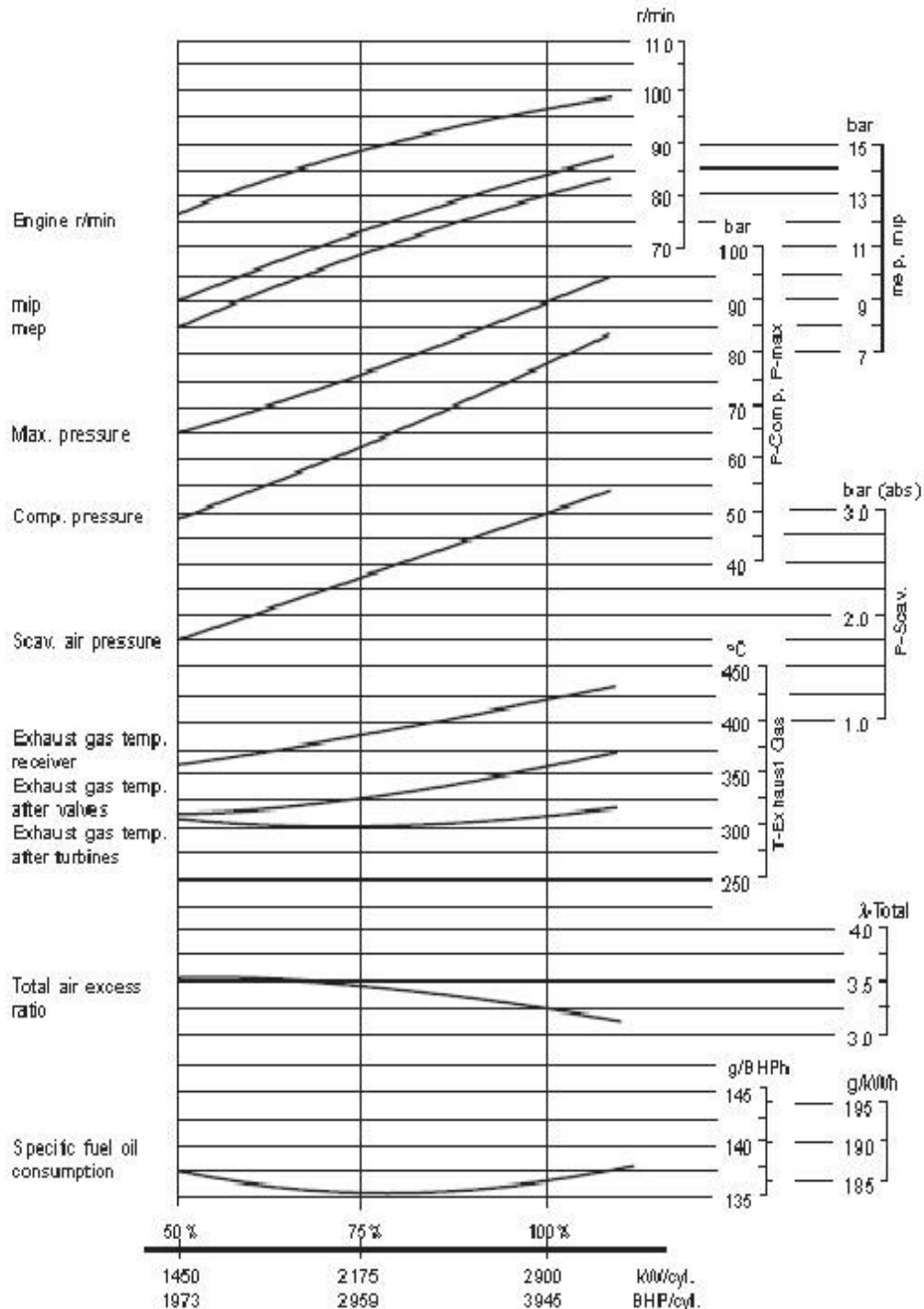


Figura A5 - Teste de Desempenho de um Motor Diesel de propulsão marítima