

2. Modelagem de ciclo motor em regime permanente

Este capítulo contém uma descrição dos processos mais importantes e pertinentes à modelagem matemática do sistema motriz da embarcação. Alguns trabalhos sobre motores propulsores encontrados na literatura são analisados concomitantemente a esta descrição.

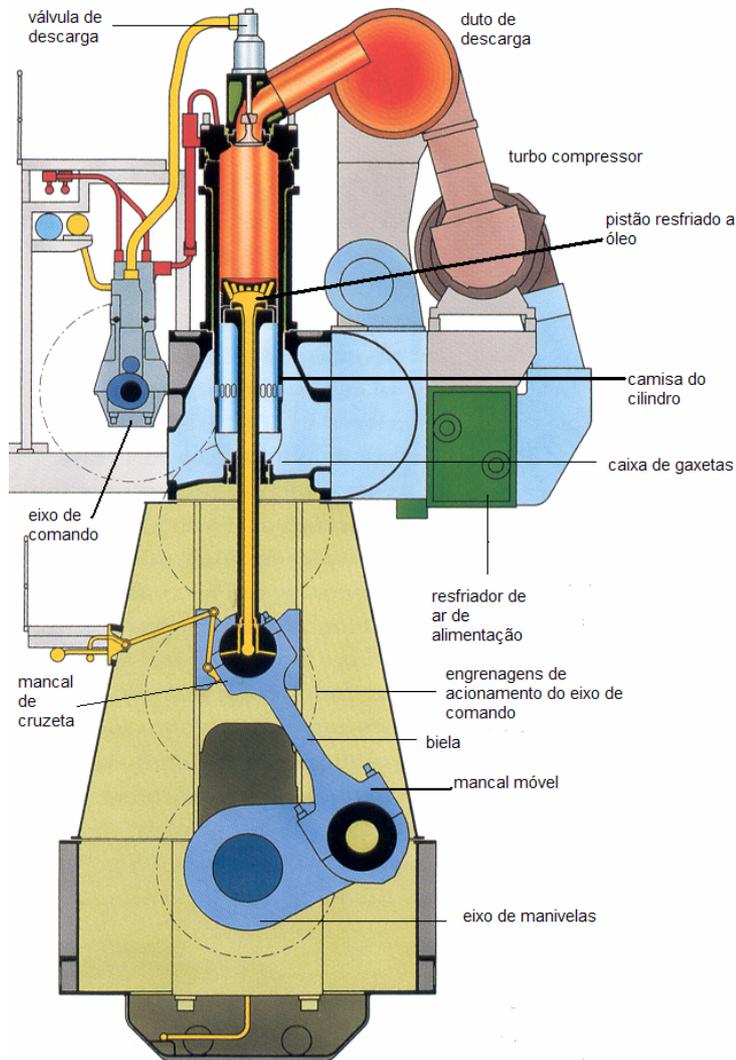
2.1. Ciclo motor: modelagem clássica.

O estudo do rendimento térmico deve ser iniciado a partir do exame do ciclo motor ar ideal que mais se aproxime do ciclo motor real turboalimentado, objeto do presente trabalho. Para tal, um exame do ciclo convencional de um motor diesel será empreendido para a dedução da fórmula do rendimento térmico. Após isso, um modelo de uma turbina a gás (ciclo Brayton), será justaposto ao ciclo motor principal para simular o turboalimentador, o que levará a um novo modelo para o rendimento térmico deste ciclo combinado. Aspectos relevantes do ciclo real são explicados a partir da descrição do ciclo teórico.

2.1.1. Descrição do ciclo motor a ar

Motores de dois tempos de injeção direta, turboalimentados, utilizados na propulsão de navios, possui a configuração representada na Figura 1. O eixo de manivelas se encontra apoiado em mancais fixos, e é diretamente acoplado ao eixo intermediário e ao eixo propulsor, e nesse último encontra-se montado o hélice. O motor pode ser dividido na parte superior, onde se encontram o pistão, a camisa de cilindro, o cabeçote do cilindro, o turbo compressor, e as partes de alimentação e descarga de ar e gás de descarga, e na parte inferior onde se encontra o eixo de manivelas e o mecanismo motriz do motor. Separando as duas partes, uma caixa de gaxetas, isto é, um conjunto de anéis montados concentricamente na haste do pistão, isola o ambiente do mecanismo motriz, do ambiente da combustão. Essa configuração permite que o motor opere com combustíveis residuais, abastecidos com viscosidade de até 700 cst, sem haver

a contaminação do ambiente do eixo de manivelas, uma vez que a caixa de gaxetas isola mecânicamente os dois espaços, ao contrário dos motores de quatro tempos, onde partículas de combustível semi oxidados, ou pirolizadas contaminam o lubrificante.



PUC-Rio - Certificação Digital Nº 0521462/CA

Figura 1-Representação de um motor propulsor de dois tempos.

A camisa de cilindro e os anéis de segmento são lubrificadas por um tipo de óleo com alcalinidade entre 50 e 70 mgKOH/g, selecionado em função do teor de enxofre no combustível, que garante a neutralização dos óxidos deste contaminante.

No lado esquerdo da Figura 1 está representado o alojamento do eixo de comando que aciona o atuador da válvula de descarga, e as bombas injetoras. A válvula de descarga, atuada hidráulicamente, possui sua haste dotada com um dispositivo que a gira em alguns graus, durante a passagem de gás de descarga,

que irá para o duto de descarga, para depois acionar a turbina do turbo compressor. Após passar pelo turbo, o gás de descarga passa em um economizador, isto é, uma caldeira que aproveita a energia ainda presente no gás para gerar vapor e aquecer o óleo combustível residual para a viscosidade compatível ao bombeamento nas bombas injetoras, entre 12 e 17 cst, conforme a especificação dos motores.

Nos pinos móveis do eixo de manivelas, mancais de deslizamento hidrodinâmicos suportam as bielas, que na sua parte superior têm montados os pinos e mancais hidrostáticos de cruzeta. A vante e a ré de cada cilindro, o pino de cruzeta possui sapatas que se apoiam em suportes ligados ao bloco do motor. Uma ligação articulada, fornece óleo para a lubrificação do pino de cruzeta e resfriamento do pistão. O resfriamento dos pistões é realizado com o óleo do carter do motor.

O aumento de densidade do ar de alimentação é feito por um resfriador de ar de alimentação ou lavagem. Este resfriador é de fluxo cruzado, onde o ar passa por fora dos tubos aletados, e a água por dentro dos mesmos.

Quando em curso descendente, antes do pistão descobrir as janelas de admissão de ar, localizadas na parte inferior da camisa, a válvula de descarga é aberta pelo eixo de comando, fazendo o gás de descarga fluir por ela para o duto de descarga, e posteriormente, quando o ar de alimentação entra no cilindro o restante do gás continua a fluir pela válvula, que se mantém aberta até depois do pistão fechar as janelas de admissão. Este processo é denominado lavagem. Quando a válvula de descarga é fechada, o ar começa a ser comprimido dentro do cilindro, para que, quando próximo ao ponto morto superior (pms), o combustível ser injetado para a realização da combustão.

O ciclo teórico que descreve com mais propriedade o ciclo real de um motor diesel, está representado por um gráfico pV na Figura 2, onde o eixo das ordenadas indica a pressão no interior do cilindro e o eixo das abcissas representa o volume do mesmo, e cuja modificação é resultante da mudança de posição do pistão no interior do cilindro. O ciclo teórico é composto da compressão politrópica do ar pelo pistão, ao percorrer a linha $a-c$, e da expansão politrópica sobre o pistão quando o mesmo se desloca sobre a linha $z-b$. Nos trechos $c-z'$ e $z'-z$ uma fonte externa fornece calor para o fluido de trabalho, em um processo isócoro e outro isobárico, respectivamente. A energia térmica recebida provoca o aumento de pressão sobre o pistão, empurrando-o na direção do ponto b , transformando-a em trabalho. Após a execução do trabalho

da pressão sobre o pistão, o calor restante do processo flui para uma fonte fria no processo isócoro $b-a$.

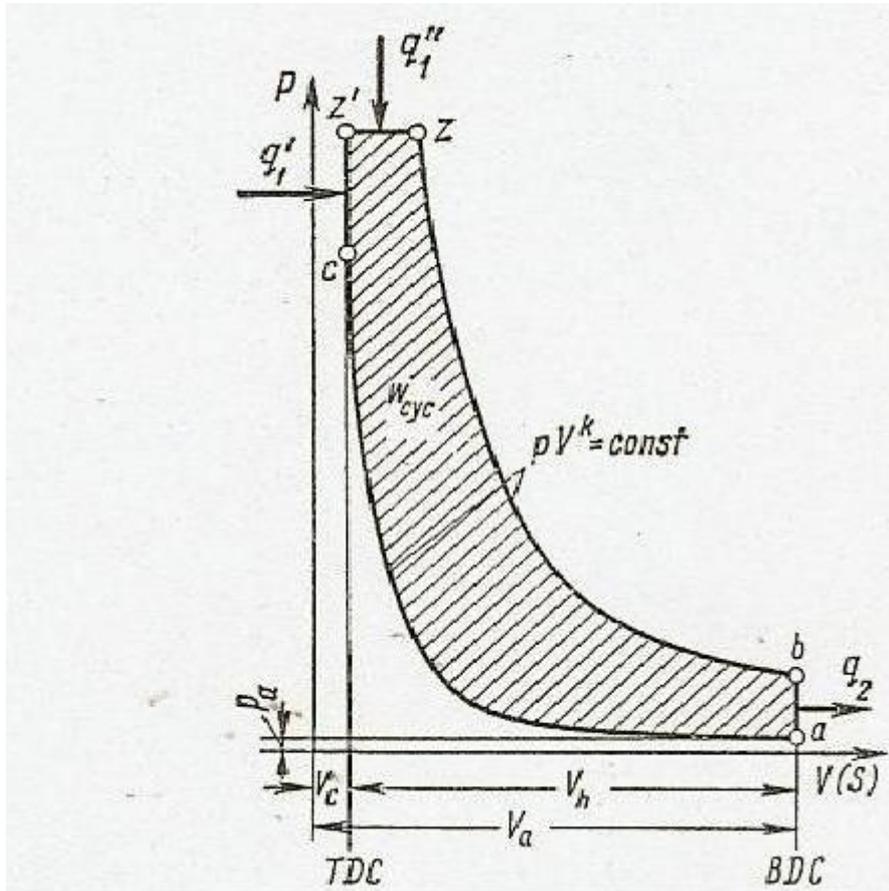


Figura 2—Diagrama pV do ciclo motor ar teórico misto.

A razão de compressão do cilindro é definida como a razão entre o volume total do cilindro e o volume compreendido entre o pistão e o cabeçote, V_c , quando o primeiro se encontra no ponto morto superior (pms). O volume total do cilindro, pode ser definido como a soma do volume gerado pelo curso do pistão representado por V_h e o volume mínimo V_c ,

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}. \tag{2.1}$$

A razão de compressão, calculada pela equação 2.1, parâmetro definido em Heywood (1988), é o inverso da taxa de compressão, termo também utilizado como especificação de motores.

Pouco antes do pistão atingir o pms , uma fonte externa fornece calor ao fluido de trabalho. Parte desse calor (q_1') é fornecido a volume constante, fazendo a pressão atingir a pressão máxima do ciclo (pressão de combustão, em

um motor) P_z e o restante do calor (q''_1) é fornecido à pressão constante. A elevação da pressão a volume constante é definido pelo aumento de pressão λ_c .

$$\lambda_c = \frac{P_z}{P_c} \tag{2.2}$$

Na equação 2.2, P_c é a pressão de compressão do ciclo teórico, (ponto c na Figura1), que representaria a pressão na qual se encontra o ar no momento da ignição, ou elevação da pressão, e que pode ser estimada por:

$$P_c = \varepsilon^\gamma P_a, \tag{2.3}$$

ou seja, a pressão de compressão é o produto de uma constante de origem geométrica do motor (razão de compressão), e a pressão de ar de alimentação do ciclo (P_a). Para diferenciar a pressão de compressão do ciclo teórico (P_c) e a pressão de compressão do ciclo real, essa última será representado por P_{cp} . A pressão de combustão P_z , manterá a mesma nomenclatura tanto para o ciclo real como para o ciclo teórico.

Durante os testes de aceitação do motor, o fabricante coleta os dados de desempenho do motor enquanto o mesmo aciona um dinamômetro onde no qual a potência do motor é modificada conforme a característica de demanda do hélice. No Apêndice I, os dados de desempenho do motor de 17 MW do DPST Ataulfo Alves, são descritos na Tabela 1. Em operação, a tripulação do navio coleta semanalmente os dados de desempenho do motor propulsor, e a pressão de compressão (P_{cp}) e a pressão de combustão (P_z) são medidas no diagrama pV , como apresentado na Figura 3, traçado pelo aparelho indicador.

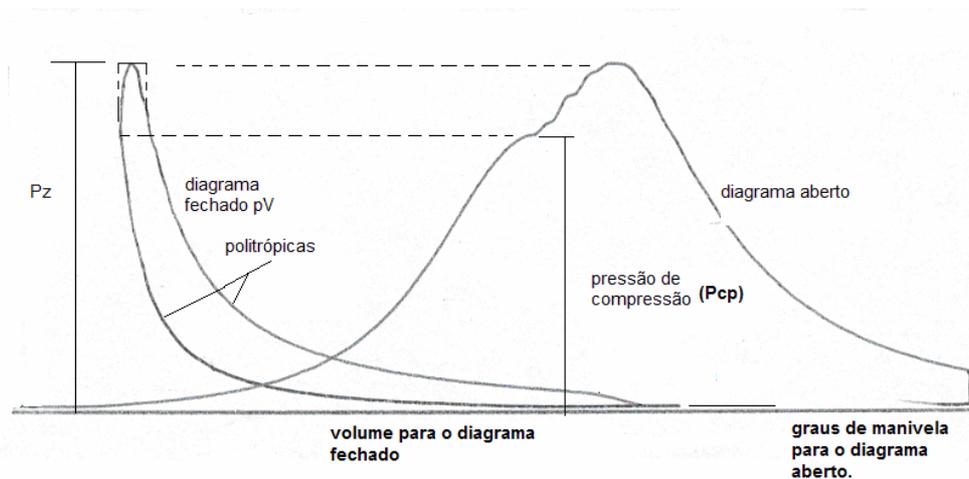


Figura 3-Diagrama pV fechado e aberto de um motor real obtidos de um motor propulsor de dois tempos.

O estabelecimento de relações entre os parâmetros medidos durante os testes de aceitação, e sua comparação com os parâmetros operacionais correspondentes, permite a elaboração de modelos para diagnosticar o estado de funcionamento.

Na Figura 4 são representados as formas do ciclo fechado e aberto, na região da combustão, com os pontos do ciclo teórico. Observa-se que os pontos, do ciclo teórico não podem ser medidos no diagrama real. O ponto *c*, calculado pela equação 2.3 não pode ser encontrado no diagrama real, pois se refere à compressão pura, isto é, a compressão do ar no *pms*.

A diferença entre a pressão de combustão e a pressão de compressão, $P_z - P_{cp}$, determinada pelos pontos do diagrama, pode ser usada como parâmetro para diagnosticar problemas com a regulagem do motor e, também, a integridade dos anéis de segmento.

Para que a ignição ocorra exatamente no ponto *correto*, elevando a pressão no interior do cilindro até P_z , a injeção do combustível deverá ocorrer antes do pistão atingir a posição *c*. Há um tempo dispendido para pressurizar a rede de alta pressão existente entre a bomba injetora e o injetor, e todo um processo físico químico, até que a ignição e a combustão ocorram. O lapso de tempo entre o momento que a injeção se inicia na bomba injetora e o início de elevação de pressão devido à combustão no interior do cilindro é denominado avanço de injeção.

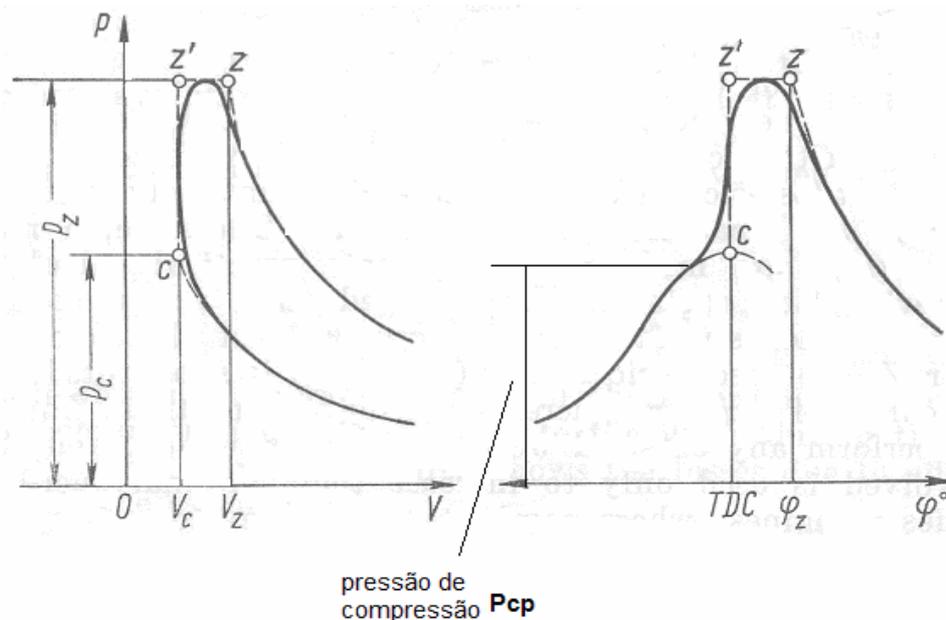


Figura 4—Representação do ciclo real fechado e aberto com os pontos significativos do ciclo teórico.

O estado de regulagem de um motor pode ser determinado a partir do avanço de injeção. Se a pressão no ponto z' for menor do que o projeto preconiza, e a pressão de compressão, P_{cp} , for maior do que o determinado no projeto, significa que o motor encontra-se atrasado, isto é, a bomba injetora está iniciando sua injeção demasiadamente tarde. De modo inverso, se a pressão em z' for mais elevada do que o projeto, e a pressão em c menor, o motor está avançado. Quando a potência produzida pelo motor aumenta, ou o motor acelera, tanto a pressão em c , como em z' aumentam, mas a relação entre estes obedece ao desempenho em bancada projeto se o motor estiver regulado. A diferença entre os dois parâmetros em um motor real pode ser verificada na Tabela 1, do Apêndice I (Hyunday,1999).

A mudança de volume ao longo da linha $z'z$, que ocorre à pressão constante é denominada razão de expansão preliminar no processo isobárico da combustão:

$$\rho = \frac{V_z}{V_c}. \tag{2.4}$$

A razão de expansão subsequente é definida pela razão entre os volumes z e b , quando o pistão percorre o curso descendente representado na Figura 1 pela linha expansão politrópica zb ,

$$\delta = \frac{V_b}{V_z}. \tag{2.5}$$

As razões de expansão subsequente, de compressão e de expansão preliminar são relacionadas por:

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_b}{V_c} \frac{V_c}{V_z} = \frac{\varepsilon}{\rho}. \tag{2.6}$$

O rendimento térmico é definido como:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \tag{2.7}$$

onde (fazendo $q_t=q_1'+q_1''$), o calor cedido ao fluido de trabalho é:

$$q_1 = c_v(T_{z'} - T_c) + c_p(T_z - T_{z'}), \tag{2.8}$$

e o calor rejeitado:

$$q_2 = c_v(T_b - T_a). \tag{2.9}$$

Para obter a descrição para o rendimento térmico de um ciclo motor a ar, deve-se expressar as temperaturas, T_c de final de compressão, $T_{z'}$ de pms , T_z de

início de expansão, e T_b , de final de expansão, que figuram nas eqs. 2.8 e 2.9, em termos da temperatura do ar na alimentação, T_a .

Os processos de compressão e expansão respectivamente podem ser descritos pelas temperaturas nos pontos c e b . Utilizando a hipótese de gás perfeito, e admitindo processo politrópico, pode ser escrito que:

$$P_a V_a^n = P_c V_c^n, \quad (2.10)$$

e

$$\frac{P_a V_a}{T_a} = \frac{P_c V_c}{T_c}. \quad (2.11)$$

Calculando a pressão no ponto a pela equação 2.10, e aplicando na equação 2.11, obtém-se:

$$\frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n-1} = \left(\frac{P_c}{P_a}\right)^{\frac{n-1}{n}}, \quad (2.12)$$

Em processos adiabáticos o expoente politrópico n deve ser substituído pela razão de calor específico γ . Neste caso a razão entre os volumes dos pontos a e c , é a razão de compressão, ou seja:

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{\gamma-1} = T_a \varepsilon^{\gamma-1}, \quad (2.13)$$

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{\gamma-1} = T_z \frac{1}{\delta^{\gamma-1}} = T_a \lambda_c \rho \left(\frac{\varepsilon}{\delta}\right)^{\gamma-1}. \quad (2.14)$$

O processo da combustão é dividido em um processo de volume constante (cz') e outro à pressão constante ($z'z$), o que implica que :

$$T_{z'} = T_c \frac{P_{z'}}{P_c} = T_c \lambda_c = T_a \lambda_c \varepsilon^{\gamma-1}, \quad (2.15)$$

$$T_z = T_{z'} \frac{V_{z'}}{V_z} = T_{z'} \rho = T_a \lambda_c \rho \varepsilon^{\gamma-1}. \quad (2.16)$$

Substituindo as eqs. 2.13 a 2.16 nas equações 2.7 e 2.8, e 2.9, obtém-se o rendimento térmico para um ciclo motor a ar:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \frac{\lambda_c \rho^\gamma - 1}{\lambda_c - 1 + \gamma \lambda_c (\rho - 1)}. \quad (2.17)$$

A área limitada entre o processo de compressão politrópica, o processo da expansão e os dois processos de aquisição e cessão de calor determina o

trabalho executado no ciclo (W_{cyc}). Uma pressão hipotética que, pelo seu produto com o curso resulte na mesma área que o diagrama pV , é denominada de pressão média indicada (p_i). Esta é a pressão que seria exercida constantemente sobre o pistão para produzir o trabalho definido pela diferença entre as curvas de compressão e expansão, ou:

$$p_i = \frac{W_{cyc}}{V_{max} - V_{min}}. \quad (2.18)$$

O atrito dos anéis de segmento, dos mancais móveis, mancais fixos e do mancal de escora, absorve parte da potência produzida nos cilindros. A razão entre a potência obtida no eixo e a potência medida no interior dos cilindros é definida como rendimento mecânico do motor (η_m). O produto entre o rendimento mecânico e a pressão média indicada é a pressão média efetiva (p_e), parâmetro do projeto, seleção e análise dos motores:

$$p_e = \eta_m p_i. \quad (2.19)$$

Como o trabalho do ciclo é correspondente à área do diagrama fechado da Figura 3, e produto da pressão média indicada por uma constante geométrica, o curso do pistão (equação 2.18), a pressão de combustão e a abertura das bombas injetoras são os principais parâmetros ligados ao desempenho da máquina, e ao rendimento térmico. Na definição do rendimento térmico, equação 2.17, a razão de pressão é a que exerce mais influência, seguida da razão de expansão. Isso significa que controlar a razão de pressão, e a razão de expansão, é controlar o rendimento térmico da máquina.

Mesmo com o avanço tecnológico de sensores piezoelétricos resfriados, a monitoração contínua da pressão de combustão ainda não é possível devido aos custos dos mesmos, isso faz com que a monitoração contínua das pressões de combustão não seja ainda uma medida praticada na indústria.

Como descrito acima, os pontos do ciclo teórico não são os mesmos pontos de um ciclo real, posto que a pressão de compressão, como aquela que participa da equação 2.2 e 2.3, não pode ser medida diretamente em um ciclo real. Isto faz com que o rendimento térmico, não possa ser determinado de modo analítico.

O rendimento térmico deduzido a partir do ciclo teórico fornece subsídios, a modelos de diagnóstico, como em Hountalas e Kouremenos (1999) e Barreto (2008), a partir do estabelecimento das relações entre a pressão de combustão, pressão de compressão e índice de bombas injetoras durante os testes de aceitação.

Em modelos de sistemas transientes, tais como no trabalho de Kyrtatos et al. (2001), o índice das bombas injetoras *FPI* (que corresponde ao final de injeção ou ponto *z*) é multiplicado por uma constante, denominado ganho termodinâmico (*C*) para determinar o torque (ou o trabalho), durante o funcionamento transitório, como será visto no capítulo 3. Entretanto, esta aproximação só é válida para motores regulados, e utilizando um combustível com curta demanda por tempo de ignição e combustão. Caso contrário, o regulador terá que abrir mais o *FPI* para manter a mesma rotação sob um dado torque, mas isso não resulta em aumento da potência, mas acarreta um aumento do consumo específico e da emissão de hidrocarbonetos não queimados. Assim, se o rendimento térmico portanto for reduzido - por qualquer motivo - o ganho termodinâmico é menor do que aquele definido nos dados de desempenho do motor.

2.2. Ciclo turbo alimentado

A máxima potência que um motor fornece é limitada pela quantidade de combustível que pode ser eficientemente oxidada no interior dos cilindros, que por sua vez é limitada pela quantidade de ar que ali ingressa. Quanto maior a densidade do ar admitido, maior a potência do motor. Assim, a utilização de um processo de resfriamento do ar antes deste entrar no cilindro permite gerar mais potência.

Motores marítimos utilizam a técnica de turboalimentação, isto é, a energia disponível nos gases de descarga é usada para acionar uma turbina que se encontra instalada no mesmo eixo de um compressor centrífugo. A energia disponível ideal é aquela fornecida pelo processo de “*blowdown*”, isto é, admissão na turbina instalada imediatamente após a válvula de descarga recebendo os gases do interior do cilindro após a abertura da válvula. No momento de abertura da válvula de descarga do motor de 17 MW do DPST Ataulfo Alves, por exemplo, a pressão no interior do cilindro é de pouco mais de 10 bar, e a pressão na entrada do turbo é de 3 bar como mostrado por Chang Su et al. (2001). A descarga dos gases dos cilindros é feita para um tubulão, onde as pulsações da pressão são amortecidas. Esse tipo de arranjo aumenta o tempo de resposta do turbo, mas a o turbo apresenta maior rendimento do que no caso das turbinas acionada por impulso (Zinner, 1978).

Substituindo-se nesta expressão a equação 2.20:

$$\eta_{tcom} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_{comp}^{\gamma-1}}. \quad (2.22)$$

Aplicando a definição de rendimento térmico (equação 2.7), ao ciclo Brayton em análise (Figura 2),:

$$\eta_{tcom} = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \quad (2.23)$$

e aplicando a equação 2.22, obtém-se:

$$q_2 = q_1 (1 - \eta_{tcom}) = q_1 \frac{1}{\varepsilon_{comp}^{\gamma-1}}. \quad (2.24)$$

A equação 2,17 pode ser escrita para o ciclo turboalimentado de outra forma, uma vez que (Figura 2):

$$q_2 = q_1 (1 - \eta_t) = q_1 \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \frac{\lambda_c \rho^\gamma - 1}{\lambda_c - 1 + \gamma \lambda_c (\rho - 1)}. \quad (2.25)$$

Substituindo q_2' , na equação 2.24 obtém-se:

$$\frac{q_2}{q_1} = \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1} \varepsilon_{comp}^{\gamma-1}} \frac{\lambda_c \rho^\gamma - 1}{\lambda_c - 1 + \gamma \lambda_c (\rho - 1)}. \quad (2.26)$$

Utilizando a definição da equação 2.7, é possível escrever:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1} \varepsilon_{comp}^{\gamma-1}} \frac{\lambda_c \rho^\gamma - 1}{\lambda_c - 1 + \gamma \lambda_c (\rho - 1)}, \quad (2.27)$$

que constitui a definição do rendimento térmico de um motor em ciclo ar, turboalimentado à pressão constante. A razão de compressão original do ciclo, encontra-se agora multiplicada pela razão de pressão do compressor.

2.3. Turboalimentador

Conforme Heywood (1989), Zinner(1978) e Hendricks (1989), a potência do compressor e da turbina de um turboalimentador em funcionamento estável, isto é, quando a potência necessária ao compressor igual à potência produzida pela turbina, é deduzida a partir da equação:

$$\dot{m}_a T_a c_{pa} \left[\left(\frac{P_s}{P_a} \right)^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{comp}} = \dot{m}_g T_g c_{pg} \left[1 - \left(\frac{P_a}{P_g} \right)^{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g}} \right] \eta_{tur}. \quad (2.28)$$

Em um motor real, é necessário que a pressão de entrada no turbo seja menor do que a pressão do ar na entrada do cilindro, para que se realize o

processo de lavagem. Desse modo a pressão de entrada da turbina P_g , na Figura 5, não é idêntica a P_s .

A turbina a gás real difere do ciclo ideal devido, também, às irreversibilidades no compressor e na turbina, as quais são oriundas das perdas de carga nos anéis expansores da turbina e nos difusores e filtros de aspiração.

As equações de eficiência isentrópica para a turbina (η_{tur}) e compressor (η_{comp}) são o resultado da aplicação da razão entre a diferença de entalpia real e a diferença de entalpia isentrópica, Zinner(1978), Kim (1993), Kan(1987) e Van Wylen (2003).

Para a turbina, a relação poderá ser determinada pela razão trabalho real/trabalho isentrópico

$$\eta_{tur} = \frac{h_g - h_{bk}}{h_g - h_{bks}} = \frac{T_g - T_{bk}}{T_g - T_{bks}} = \frac{T_g - T_{bk}}{T_g \left(1 - \frac{T_{bks}}{T_g}\right)} = \frac{T_g - T_{bk}}{T_g \left(1 - \left(\frac{P_{bk}}{P_g}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} = \frac{1 - \frac{T_{bk}}{T_g}}{1 - \left(\frac{P_{bk}}{P_g}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}. \quad (2.29)$$

No desenvolvimento acima as diferenças das entalpias são substituídas pelas diferenças de temperatura, T_g – temperatura do gás de entrada no turbo e T_{bk} – temperatura de saída, h_{bks} e T_{bks} são usados para a entalpia e a temperatura calculada com a hipótese isentrópica (gás perfeito e C_p constante), respectivamente:

No denominador a razão de temperaturas foi substituída pela razão de pressão entre a saída do turbo (p_{bk}), e a entrada (p_g).

A razão entre a diferença de entalpia isentrópica e a diferença de entalpia real é definida como a eficiência isentrópica do compressor:

$$\eta_{comp} = \frac{T_{2s} - T_a}{T_2 - T_a}. \quad (2.30)$$

$$\eta_{comp} = \frac{\left(\frac{P_2}{P_a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_2}{T_a} - 1}. \quad (2.31)$$

Na equação 2.31, T_a, P_a é a temperatura e pressão ambiente, e T_2, P_2 representam a temperatura, e pressão na saída do compressor (antes do resfriador de ar de lavagem), o índice T_{2s} é usado para a temperatura isentrópica.

O numerador teve a razão de temperaturas substituída pela razão de pressão entre a saída do compressor e a atmosférica.

As equações de 2.28 a 2.31 serão utilizadas no modelo termodinâmico quase estático a ser desenvolvido.

2.4. Relação entre motor e hélice do navio.

Para um funcionamento compatível com as necessidades de propulsão do navio, o motor deve fornecer potência suficiente ao hélice, garantindo que o mesmo produza uma força de empuxo e o navio desempenhe a velocidade requerida. Para isso é necessário vencer a resistência do casco, isto é a força que trabalha contra a potência de propulsão.

A resistência, R_T , para navios na faixa de baixas velocidades varia com o quadrado da velocidade do navio, (U), (MAN Diesel, 2006), (U), isto é:

$$R_T = c_1 U^2, \quad (2.32)$$

onde c_1 é uma constante relativa à resistência ao avanço da embarcação. A potência necessária kW_e é proporcional ao cubo da velocidade da embarcação:

$$kW_e = RU = c_1 U^3, \quad (2.33)$$

para um navio equipado com um hélice de passo fixo, a velocidade do navio é proporcional ao cubo da taxa de rotação, N_e ,

$$kW_e = c_2 N_e^3, \quad (2.34)$$

que é conhecida como lei do hélice: Medições apresentadas em Carlton, (2006) mostram que a relação estabelecida na equação 2.34, pode ser utilizada para elaboração de modelos de valor médio como Xiros (2002), para motores de navios de corpo paralelo, como os petroleiros.

2.5. Diagrama de Carga

De maneira a definir a potência necessária a movimentação de um navio carregado a uma dada velocidade, a relação entre casco, hélice e motor propulsor deve ser estabelecida. Devido à incapacidade em se estabelecer o tipo de mar que um navio e, por conseguinte, o motor propulsor irá atuar, coeficientes de segurança (denominados aqui margens de mar e motor) são estabelecidos

durante o processo de seleção. A partir da potência definida do motor, é elaborada a seleção do turbo compressor e das constantes do regulador de velocidade. Estes dados são necessários ao entendimento dos modelos transiente a serem apresentados nos capítulos seguintes.

A potência efetiva, kW_e , do motor diesel é proporcional à pressão média efetiva, p_e , e a rotação do motor N_e ,

$$kW_e = V_h \frac{z_c}{2\pi} p_e N_e, \quad (2.35)$$

onde V_h , é o volume gerado pelo deslocamento do pistão entre ponto morto inferior e ponto morto superior (Figura 2) e z_c é o número de cilindros (MAN Diesel, 2006).

O diagrama mostrado na Figura 6 reúne as informações sobre como a pressão média, a rotação e a potência efetiva do motor reagem às resistências externas do casco e do hélice. Este diagrama (escalas logarítmicas) apresenta curvas correlacionando estes parâmetros de potência gerada e potência necessária à operação da embarcação. A área de atuação do motor é descrita em termos de potência e rotação, limitado por duas linhas de pressão média efetiva, L_1 - L_3 e L_2 - L_4 , e por duas linhas verticais limitantes da velocidade do motor L_1 - L_2 e L_3 - L_4 . O ponto L_1 , refere-se à demanda máxima de potência que a configuração de um motor pode fornecer.

A curva 6 representa a curva do hélice com o casco perfeitamente limpo e em mar calmo. A curva 2 representa o hélice com incrustações, e o casco sujo, também com incrustações. Assim, para manter a mesma rotação, a demanda de potência na curva 2 será maior do que na curva 6.

O ponto de projeto ótimo do motor é o ponto O (*Operation Design*). A partir dele, a margem de mar é aplicada para a determinação do ponto S (*Service Power*) e, depois, a margem do motor, é aplicada sobre a curva do hélice pesado, para a determinação do ponto M (*Maximum Power*). A margem de mar é usualmente calculada conforme o tipo de navegação que o navio irá empreender, mas, normalmente, é de 10% da potência representada pelo ponto M , o que representa o tipo de mar que o navio poderá navegar sem alterar a rotação. A margem do motor é definida como a distância que separa o ponto ótimo selecionado da potência máxima do motor a ser selecionado, ponto M . Do ponto M , um afastamento de 3.3 % é aplicado, sobre uma curva paralela à curva de p_e , (L_1 - L_3), na Figura 6, a curva 5. Do limite de 3.3% sobre a curva 5, uma curva de torque limite, a curva 4, é traçada.

Para a direita da representação de rotação do ponto *M*, a tolerância de 5%, determina a rotação máxima do motor a ser selecionado.

A curva 7 é o limite de potência máxima para a configuração do motor pretendida para movimentar o navio carregado na velocidade desejada.

O rendimento isentrópico máximo do compressor do turbo alimentador deve ocorrer no ponto *O*, onde o consumo específico é mínimo.

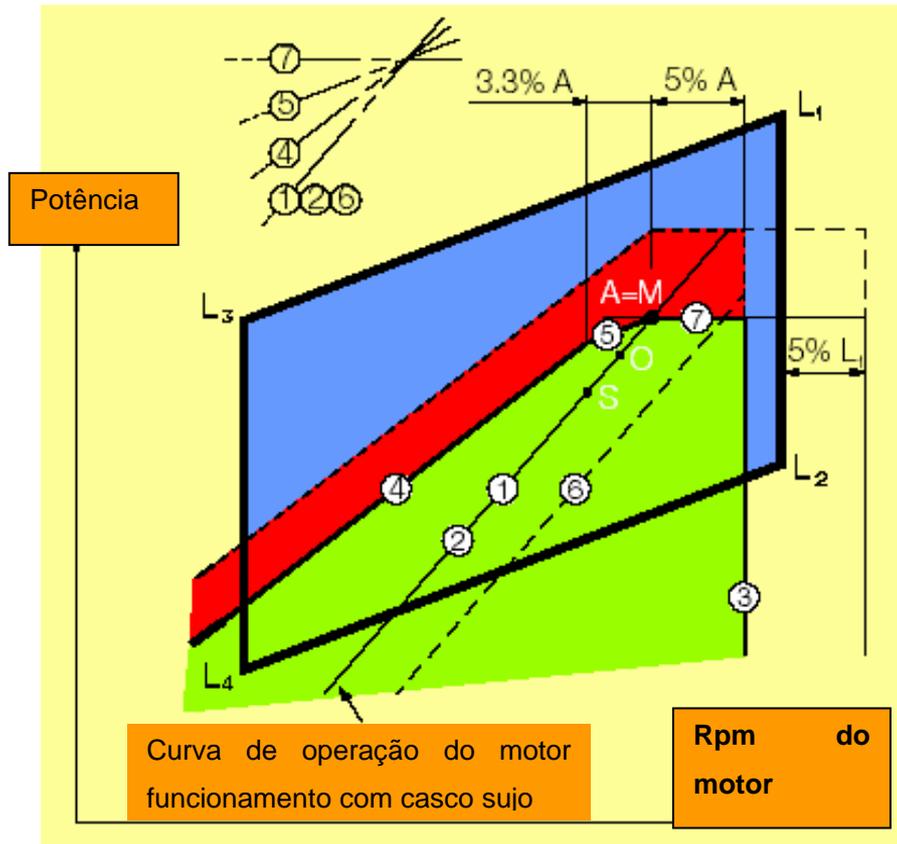


Figura 6–Mapa de demanda de potência, casco, hélice e motor para um determinado navio.

O motor do DPST Ataulfo Alves por exemplo, opera na projeto 6 S 70 MC, onde 6 é o número de cilindros, 70 o diâmetro do cilindro em centímetros e 2674 mm de curso. A linha vertical L_3L_4 deste motor, é de 68 rpm, e a linha vertical L_1L_2 é de 91 rpm. O ponto L_1 corresponde a 18,630 MW, e o ponto L_3 a 11,650 MW, a curva de pressão média efetiva (P_e), que liga estes dois pontos limitada por 19,0 e 19,3 bar.

O ponto L_2 corresponde à uma potência de 11,910 MW, e o ponto L_4 , 8,940 MW, a curva de P_e , que os liga, vai de 12,2 a 12,4 bar.

Especificamente, o navio Ataulfo Alves com o casco e o hélice que foi projetado, possui o seu ponto O , de 83 rpm, e 15,360 MW, e 18 bar de P_e e, para tal potência e rotação, o turbo e os injetores são ajustados.