

4. Modelos quase estáticos de motores de dois tempos.

Neste capítulo é descrito um modelo algébrico quase estático encontrado na literatura (Xiros,2002) que simula a aceleração de um motor de dois tempos de 11 MW, sem estar equipado de regulador de velocidade. Inicialmente é realizada uma simulação com a configuração e os dados originais desse trabalho. Posteriormente, uma função de dependência é criada para simular um regulador de velocidade, e equações adicionais são introduzidas para permitir o cálculo do rendimento térmico.

Parâmetros de um motor de 17 MW, determinados a partir dos dados de desempenho obtidos em bancada, são introduzidos no modelo para examinar o desempenho do rendimento térmico e da razão ar/combustível durante a aceleração.

4.1. Combustão em modelos quase estático

Neste tipo de modelo, apresentado esquematicamente na Figura 14, os cilindros são representados como sendo expansores (placas de orifício), que interconectam dois recipientes, um de ar de alimentação e outro de descarga. O recipiente de ar de alimentação é suprido por um compressor centrífugo, o qual é acionado por uma turbina a gás instalada no mesmo eixo. A turbina a gás recebe o gás proveniente dos cilindros através do duto de descarga. Nesta Figura, a representação do ar que deixa o compressor é caracterizado por sua pressão e temperatura, P_2 e T_2 , enquanto que T_g e P_g , referem-se às condições do gás, composto por produtos de combustão na entrada do turbo, e T_{bk} e P_{bk} , referem-se às condições do escoamento na saída do turbo.

A potência indicada (kW_i), que é aquela gerada nos cilindros, é transmitida para o eixo e para o hélice, sendo seu valor corrigido pelo rendimento mecânico (η_m), que exprime a existência de perdas devidas ao atrito interno da máquina, determinando a potência efetiva (kW_e).

Ao passar pelo cilindro, o fluxo de ar escoa através das áreas disponíveis durante o processo de lavagem, isto é, das janelas de admissão e da válvula de descarga provocando restrições ao escoamento de ar. É usual atribuir a estas passagens de ar uma área equivalente às áreas da válvula e das janelas, A_{veq} , como em (Meier, 1981, Zinner,1981, e Xiros, 2002).

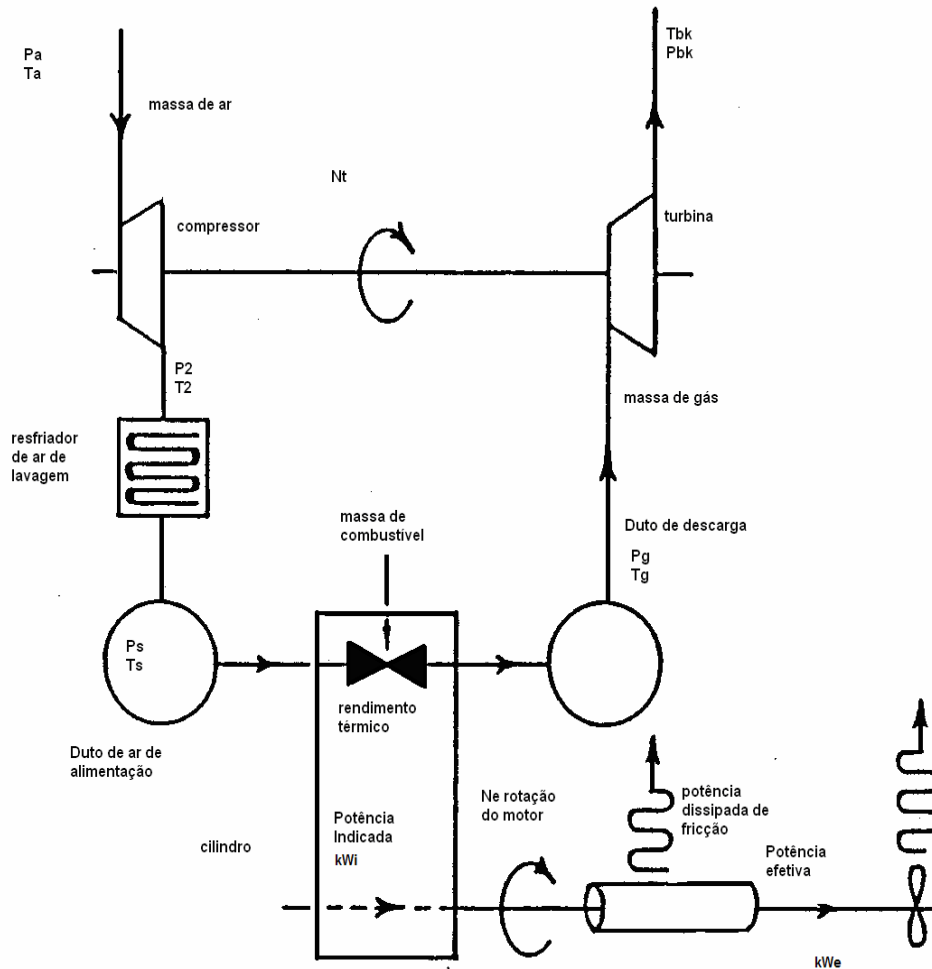


Figura 14-Desenho esquemático de motor de dois tempos para modelagem sob torque estático e transiente, Hendricks (1989).

A vazão mássica de ar é considerada como variando continuamente em modelos quase estáticos, sendo função da diferença entre a pressão de ar de alimentação (P_s), e a pressão de gás de descarga (P_g), através da área equivalente, A_{veq} :

$$\dot{m}_a = C_v A_{veq} \frac{P_s}{\sqrt{R_{ar} T_s}} \left\{ 2 \left(\frac{\gamma_a}{\gamma_a - 1} \right) \left[\left(\frac{P_g}{P_s} \right)^{\frac{2}{\gamma_a}} - \left(\frac{P_g}{P_s} \right)^{\frac{\gamma_a + 1}{\gamma_a}} \right] \right\}^{1/2}, \quad (4.1)$$

onde C_v é o coeficiente de resistência ao escoamento de ar, admitido como sendo de 0,9 para motores de dois tempos (Xiros, 2002). A área A_{veq} é expressa como função do angulo de manivela, w , (Meier, 1981, e Zinner, 1981) e, para ser utilizada neste contexto, são necessárias as hipóteses de que o (i) fluido é incompressível, (ii) a energia cinética gerada pelo escoamento através da válvula de descarga é perdida completamente, e (iii) os coeficientes de restrição ao fluxo são iguais para as janelas e a válvula de descarga:

$$\bar{A}_{veq} = \frac{z_c}{2\pi} \int_0^{2\pi} A_{veq}(w)dw, \tag{4.2}$$

$$A_{veq} = \frac{A_{janelas}(w)A_{valv.}(w)}{\sqrt{A_{janelas}^2(w) + A_{valv.}^2(w)}},$$

as áreas $A_{janelas}$ e A_{valv} são dados conhecidos da configuração geométrica do motor, e podem ser medidas diretamente na máquina. A Figura 15 representa a sobreposição das áreas de passagem do ar. Nesta figura pode ser constatado que o tempo de abertura das janelas é inferior ao da válvula de descarga (esta é aberta antes e fechada após as janelas).

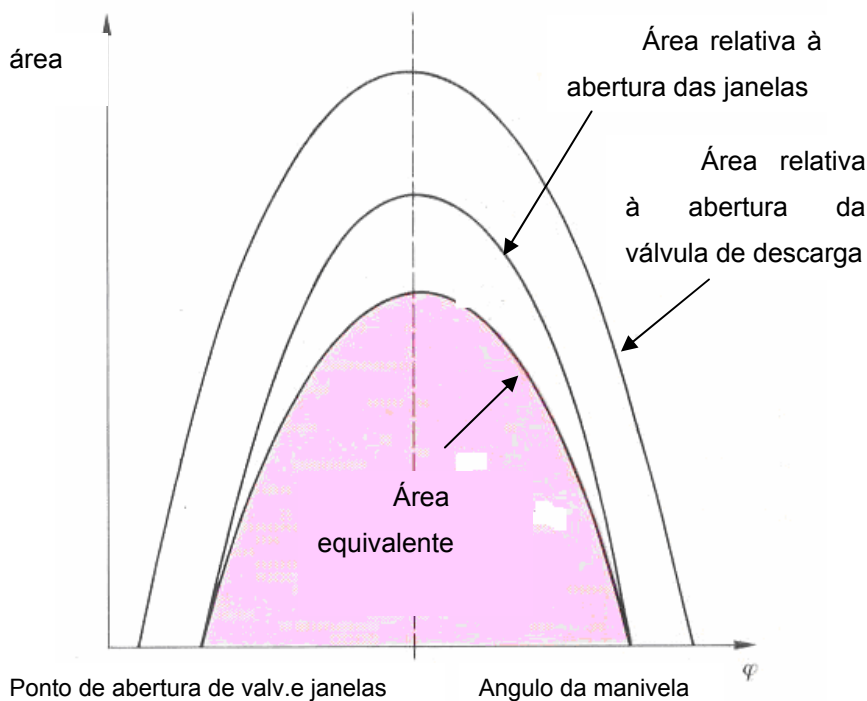


Figura 15–Representação da área equivalente às áreas de abertura de válvula de descarga e janelas de admissão, Meier (1981).

O tempo e o ângulo de manivela são relacionados (Zinner, 1981):

$$\begin{aligned} d\varphi &= \omega dt = 2\pi N_e dt \quad (\text{rad}), \\ d\varphi &= 360 N_e dt \quad (\text{graus manivela}). \end{aligned} \quad (4.3)$$

Após ser admitido no cilindro, o ar recebe combustível, cuja vazão é determinada pela abertura das bombas injetoras, FPI , e pela rotação do motor, N_e :

$$\dot{m}_f = z_c \dot{m}_{f \max} FPI N_e, \quad (4.4)$$

onde z_c é o número de cilindros e $\dot{m}_{f \max}$, a vazão de combustível máxima em kg/ciclo, obtida dos testes de aceitação à plena carga (Hyunday, 1999).

Os produtos de combustão deixam o cilindro e, após o duto de descarga acionam a turbina. Novamente, admite-se que o escoamento se comporta como se passasse por um orifício. Assim, a vazão mássica é dada por (Xiros 2002, e Zinner, 1981):

$$\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_f = a_T C_T A_{Teq} \frac{P_g}{\sqrt{R_g T_g}} \left\{ 2 \frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1} \left[\left(\frac{P_a}{P_g} \right)^{\frac{2}{\gamma_g}} - \left(\frac{P_a}{P_g} \right)^{\frac{\gamma_g + 1}{\gamma_g}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (4.5)$$

onde, P_a é a pressão ambiente, T_g a temperatura de gás de descarga, e R_g a constante dos gases para o gás de descarga. O termo C_T representa a resistência ao fluxo de gás através da área efetiva média da turbina, e é assumido como igual a 1, Xiros (2002). A área equivalente efetiva da turbina, A_{Teq} , é determinada a partir da configuração geométrica mesma, em função do número de palhetas no rotor e da área fixa do anel expensor:

$$A_{Teq} = \frac{A_{rotor} A_{ex}}{\sqrt{A_{ex}^2 + A_{rotor}^2}}, \quad (4.6)$$

onde A_{rotor} é a área do rotor, e A_{ex} a área do expensor fixo.

A área efetiva não varia significativamente durante um ciclo motor, mas um fator de correção, parâmetro de correção de fluxo a_T , deve ser utilizado para levar em conta a operação deste equipamento fora de seu ponto de projeto. Este é obtido a partir da curva de correção de fluxo de massa através do turbo compressor, e é normalmente fornecido pelo fabricante do turbo,

$$a_T = K_{T12} \left(\frac{P_a}{P_g} \right)^2 + K_{T11} \left(\frac{P_a}{P_g} \right) + K_{T10}, \quad (4.7)$$

onde as letras K representam constantes de ajuste do polinômio, e os valores encontrados em Xiros (2002) para as mesmas são $K_{T12}=1,8006$, $K_{T11}=-2,2914$ e $K_{T10}=1,6227$. No caso do modelo do motor do DPST Ataulfo Alves, um polinômio

correlato foi elaborado a partir das curvas da razão de pressão da turbina e do parâmetro de correção do fluxo, fornecidos pelo fabricante do turbo.

A razão ar combustível é determinada pela vazão da massa de ar, calculada pela equação 4.1, e pela massa de combustível obtida pela equação 4.4. À razão ar/combustível, relaciona-se a eficiência de combustão, η_{comb} :

$$\begin{aligned} A/F \geq 17 &\rightarrow \eta_{comb} = 1, \\ 17 > A/F > 8 &\rightarrow \eta_{comb} = \frac{A/F - 8}{9}, \\ 8 \geq A/F &\rightarrow \eta_{comb} = 0, \end{aligned} \quad (4.8)$$

onde os valores 8 e 17 representam os limites de inflamabilidade inferior e superior respectivamente, adotados no modelo de Xiros (2002).

A pressão média efetiva é dada pela relação:

$$p_e = (1 - K_{f0}) p_{i,max} \eta_c FPI + K_{f1} N_e + K_{f2}, \quad (4.9)$$

onde $p_{i,max}$, é a pressão média indicada máxima do motor, e as constantes $K_{f0}=0,05$, $K_{f1}=818,245$ e $K_{f2}=681,311$. Essa relação é empírica e as constantes são fornecidas pelo projetista do motor (Xiros, 2002), ou podem ser deduzidas a partir dos dados de bancada.

A temperatura de gás de descarga na entrada do turbo (T_g) é calculada a partir da entalpia do gás h_g , que é relacionada ao poder calorífico inferior do combustível (PCI) e a um parâmetro conhecido como proporção de energia química (ζ_a) presente no gás de descarga, à razão de ar/combustível (A/F), e ao valor da entalpia do ar de alimentação h_s , Meier (1981) e Xiros (2002).

$$h_g = \eta_{desc} \frac{h_s + \frac{\zeta_a PCI}{A/F}}{1 + A/F}. \quad (4.10)$$

ζ_a pode ser representado, para motores de dois tempos e quatro tempos, em função da pressão média efetiva, tal como mostrado na Figura 16.

O coeficiente de rendimento de descarga, η_{desc} , colocado na equação 4.8, é um fator que exprime a razão entre as entalpias na entrada do turbo e na saída do cilindro e representa uma correção para a temperatura de descarga, pois esta equação envolve temperatura na entrada do turbo, e não na saída do cilindro

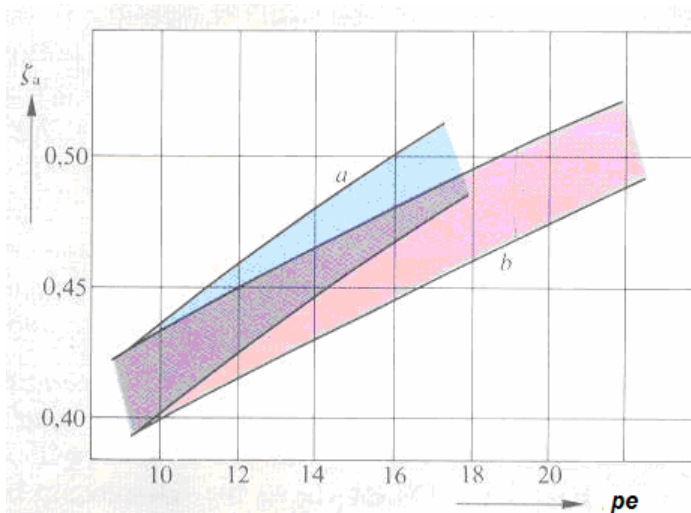


Figura 16—Proporção da energia química do combustível no gás de descarga, ζ_a , como função da pressão média efetiva p_e . Para motores dois tempos (a), e motores de quatro tempos (b), Meier(1981).

. O coeficiente de rendimento de descarga será considerado como unidade, isto é, o efeito do processo de troca de calor no duto de descarga pode ser desconsiderado, Xiros (2002). Para fins de modelagem, adota-se a hipótese de gás perfeito, assim, os valores da entalpia são substituídos pelo produto do calor específico e da diferença de temperatura levando a:

$$T_g = \frac{c_{pa}T_s + \frac{PCI(Kz_1p_e + Kz_0)}{(A/F)}}{c_{pg} \left(1 + \frac{1}{A/F}\right)}, \quad (4.11)$$

onde c_{pa} e c_{pg} , são o calor específico à pressão constante do ar e do gás, respectivamente.

Na equação 4.10, o fator de proporção de energia química, presente no gás de descarga ζ_a , é substituído por:

$$\zeta_a = K_{z1}p_e + K_{z0}, \quad (4.12)$$

as constantes ($K_{z1}=0,0105e-05$ e $K_{z0}=0,3120$) são válidas “para qualquer motor de dois tempos”, Xiros (2002).

A pressão de gás de descarga na entrada do turbo é determinada por uma relação isentrópica, obtida a partir do remanejamento da equação 4.5, o que resulta em duas expressões, a primeira relativa a escoamento subsônico e a segunda a escoamento sônico na descarga, (Xiros, 2002), isto é:

$$p_g = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) \sqrt{R_g T_g}}{a_T A_{Teq}} \left\{ 2 \left(\frac{\gamma_g}{\gamma_g - 1} \right) \left[\left(\frac{p_a}{p_g} \right)^{\frac{2}{\gamma_g}} - \left(\frac{p_a}{p_g} \right)^{\frac{\gamma_g + 1}{\gamma_g}} \right] \right\}^{-1/2},$$

se $\frac{p_a + p_g}{p_a} < 1,85$.

(4.13)

$$p_g = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f) \sqrt{R_g T_g}}{a_T A_{Teq}} \left\{ 2 \left(\frac{\gamma_g}{\gamma_g + 1} \right)^{\frac{\gamma_g + 1}{\gamma_g - 1}} \right\}^{-1/2},$$

se $\frac{p_a + p_g}{p_a} \geq 1,85$.

onde R_g é a constante dos gases do gás de descarga (277.1 J/kgK), e γ_g é a razão de calores específicos do gás de descarga.

Os torques do compressor e da turbina são determinados a partir de relações estabelecidas na eq. 2.28:

$$Q_c = \frac{\dot{m}_a T_a c_{pa}}{2\pi N_t / 60} \left[\left(\frac{p_s}{p_a} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{comp}},$$

$$Q_{tur} = \frac{\dot{m}_g T_g c_{pg}}{2\pi N_t / 60} \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_g} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \right] \eta_{tur}.$$

(4.14)

A aceleração do turbo pode ser então determinada como também em Kyratos et al., (2001):

$$\dot{N}_t = \frac{Q_{tur} + Q_c}{J_{tur}}.$$

(4.15)

O torque do motor é obtido utilizando-se a pela relação do volume do curso do motor, $z_c V_h$, e pressão média efetiva:

$$Q_e = \frac{V_h z_c}{2\pi} p_e,$$

(4.16)

enquanto que o torque resistente do hélice é determinado empregando-se a equação 3.2. A aceleração do motor:

$$\dot{N}_e = \frac{Q_e - Q_l}{J_T},$$

(4.17)

O conjunto de equações de 4.1 a 4.17, constitui o modelo algébrico quase estático que é implementado em um programa de computador.

4.2. Resultados obtidos.

4.2.1. Resultados obtidos- Modelo quase estático Clássico

A Figuras 18 apresenta o histórico do sinal de rotação do turbo compressor e do motor conforme determinado por Xiros, (2002). Nesta figura pode ser constatado que o turbo compressor acelera de 5000 a 13000 rpm em 1 s e, no mesmo intervalo de tempo, o motor também acelera de sua rotação estável para a rotação de cruzeiro. Esta aceleração abrupta e não representativa dos sistemas reais ocorre pois o modelo não é dotado de uma função que exprime interdependência entre a rotação do motor e a pressão de ar de lavagem, que é usualmente conhecido como limitador de fumaça do regulador de velocidade. Este dispositivo tem por finalidade evitar que o FPI seja aberto de modo independente da rotação e da pressão de ar de alimentação do motor.

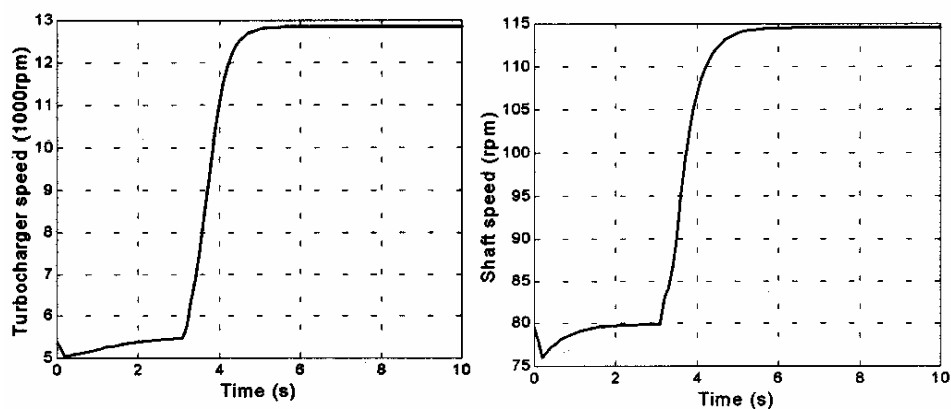


Figura 17–Histórico da rotação do turbo compressor e do motor obtida para um motor de 11 MW conforme encontrado na literatura Xiros, (2002)

Assim, sem a colocação do dispositivo de limitação de fumaça o modelo matemático para descrição do rendimento térmico torna-se inadequado uma vez que a aceleração do turbo não representa a dinâmica de uma máquina real.

4.2.2. Resultados do Modelo modificado.

Quando a função de interdependência, obtida dos dados de desempenho do motor entre a abertura das bombas injetoras e a pressão de ar de

alimentação é acoplada ao modelo descrito na Seção 4.1, o motor de 11 MW mostra o comportamento transiente resultante como representado na Figura 18, onde está representado o histórico da evolução do sinal da rotação do turbo e a evolução do sinal da rotação do motor. A evolução transiente parte de 81 rpm, para o motor e, 5500 rpm para o turbo compressor. Nota-se, nesta figura, uma evolução mais suave das rotações do que aquela mostrada na Figura 17.

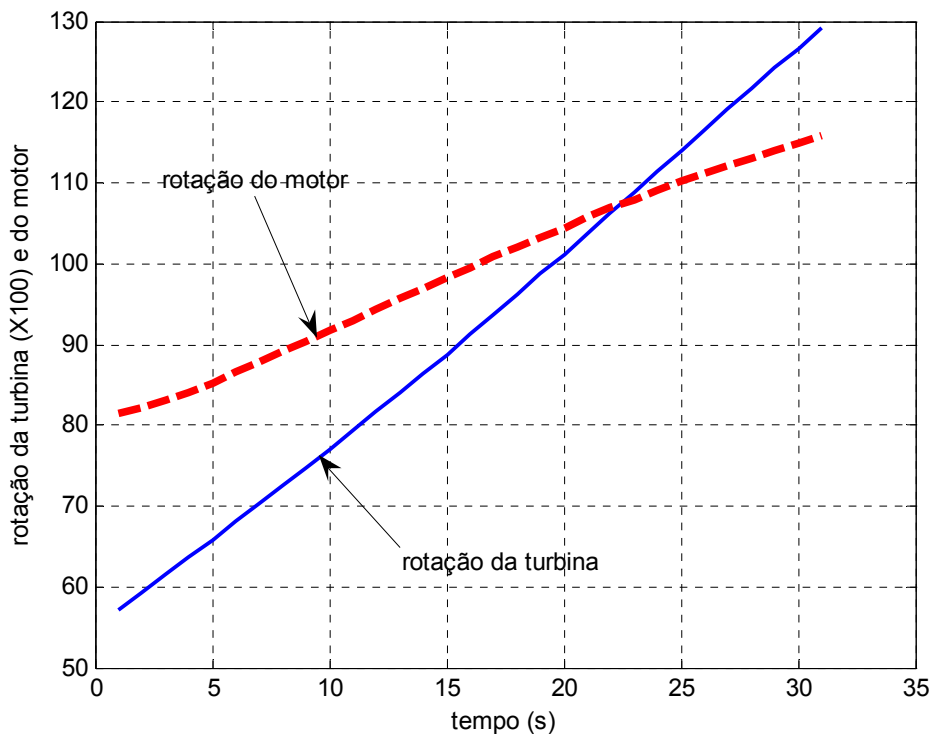


Figura 18—Histórico das simulações da rotação do turbo compressor e do motor de 11 MW (Xiros, 2002), calculada pelo modelo algébrico quase estático acrescido de função entre FPI e a pressão de ar de alimentação.

O cálculo do rendimento térmico, é efetuado assumindo que o valor do poder calorífico inferior do combustível é de 40,640 MJ/kg, (Xiros, 2002), na forma:

$$\eta_t = \frac{N_e Q_c}{\dot{m}_f PCI} \tag{4.18}$$

onde o torque produzido pelo motor é determinado pela equação 4.14, a rotação do motor é aquela determinada pelo modelo a cada passo da integração, equação 4.15, e a vazão de massa de combustível é determinada pela equação 4.4.

A Figura 19 apresenta a evolução do rendimento térmico e da razão ar/combustível, para o motor de 11 MW durante a aceleração. A figura mostra que tanto a razão ar/combustível como o rendimento térmico aumentam com a rotação/potência do motor, comprovando assim a relação entre estes dois parâmetros (Hendricks, 1989). A razão ar combustível calculada por este modelo não incorpora o excesso de ar que, na prática, é utilizado nos motores com o objetivo de resfriar as câmaras de combustão.

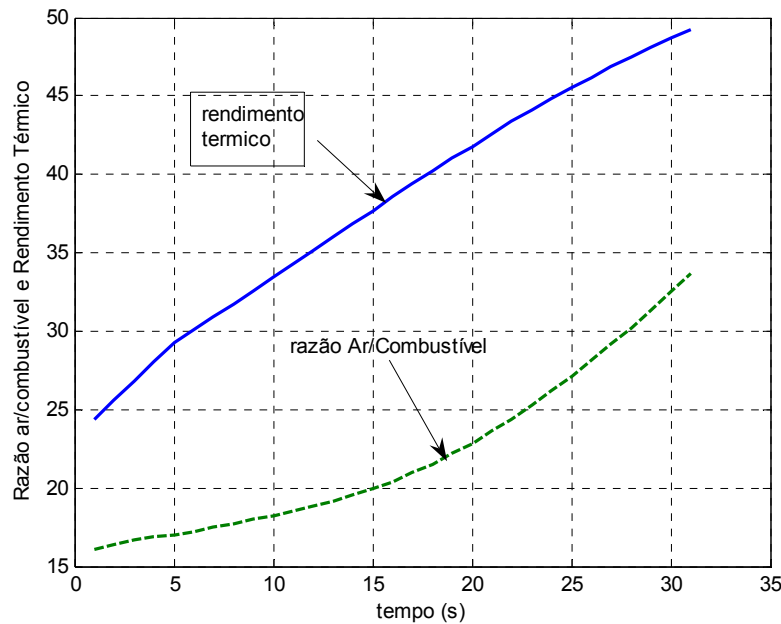


Figura 19—Histórico da variação do rendimento térmico e da razão ar combustível no motor de 11 MW, extensão ao modelo de Xiros (2002).

A aplicação dos parâmetros do motor de 17 MW no modelo algébrico quase estático, é ilustrada no resultado apresentado nas Figuras 20 e 21, nas quais é traçada a evolução da rotação e da temperatura do gás de descarga. Por se tratar de um motor de maior potência, com um único turboalimentador, o tempo de aceleração do eixo de manivelas e do turbo compressor (40 s) é maior do que aquele obtido para o motor de 11 MW (31 s), cujos resultados são mostrados na Figura 18 e 19.

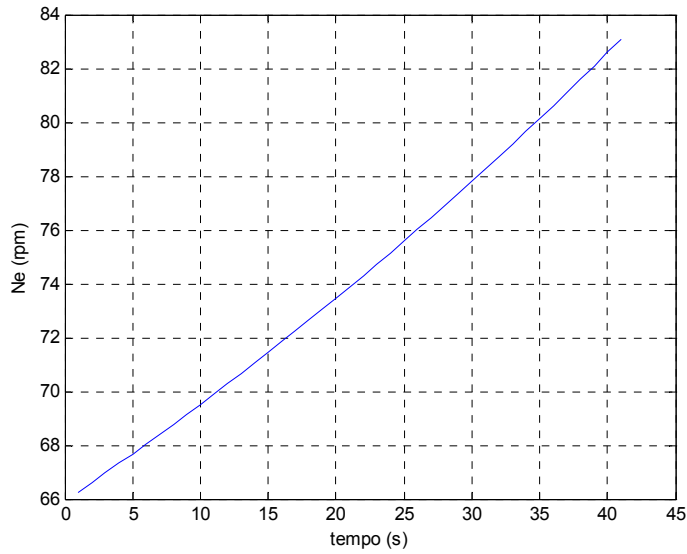


Figura 20—Histórico da variação de rotação do motor de 17 MW.

A Figura 21 apresenta o resultado da simulação da temperatura de gás de descarga antes do turbo, que pode ser comparado com os dados de desempenho do Apêndice I (Tabela 1), na condição de 100% de carga, que foi de 657 K, no modelo algébrico e de 653 K na simulação, discrepância esta menor do que 1%.

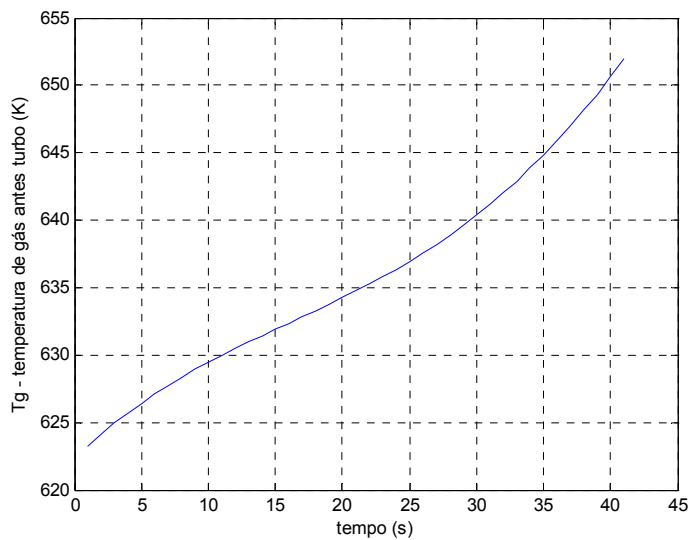


Figura 21—Simulação da temperatura de gás de descarga antes do turbo para o motor de 17 MW.

4.3.

Elaboração de modelo quase estático dotado de regulador

Como o objetivo do trabalho é identificar a possível variação do rendimento térmico em cargas transientes, é necessário estabelecer relações entre o sistema motriz principal (eixo de manivelas, eixo intermediário, eixo propulsor e hélice) e a dinâmica do ar de alimentação. O que se busca é descrever a variação dos parâmetros de funcionamento do motor (rotações, pressões, temperaturas, FPI, etc), sob influência de uma demanda transiente de carga.

4.3.1.

Descrição do modelo.

O diagrama de bloco do modelo, é mostrado na Figura 22, e é dividido e apresentado em sub modelos, a saber:

Para fins de apresentação, o modelo foi subdividido em blocos, os quais são discutidos separadamente abaixo.

a) Cálculo da razão ar/combustível.

Neste sub modelo encontram-se as equações para a determinação de vazão de ar, \dot{m}_a a razão ar/combustível A/F , a temperatura de gás de descarga, T_g , e a pressão média efetiva, p_e .

A determinação da vazão mássica de ar foi realizada, neste modelo, através da vazão volumétrica obtidas do mapa do compressor (Apêndice I). Como o modelo calcula a pressão de ar de lavagem a partir da rotação do turbo compressor, estabelecer uma relação entre esta pressão e a vazão mássica de ar facilita a sua determinação. Assim, os dados de desempenho do motor em bancada permitem o cálculo da razão entre a pressão de ar de lavagem e a pressão ambiente, que podem ser então relacionada à vazão mássica do ar obtida por:

$$\dot{m}_a = k_{ma1} \left(\frac{P_s}{P_a}\right)^3 + k_{ma2} \left(\frac{P_s}{P_a}\right)^2 + k_{ma3} \left(\frac{P_s}{P_a}\right) + k_{ma4}, \quad (4.19)$$

onde $k_{ma1,2,3,4}$, são constantes (Apêndice I).

A vazão de combustível é obtida a partir pela equação 4.4, permitindo assim o cálculo da razão ar/combustível. A pressão média efetiva é calculada

utilizando a equação 4.9, e a temperatura de gás de descarga conforme as equações 4.10 e 4.11.

b) Cálculo do torque do turbocompressor.

Neste sub modelo o torque da turbina e do compressor são calculados empregando-se as equações 4.14. As eficiências do compressor e da turbina são determinadas a partir da temperatura do gás após turbo, da temperatura do ar após compressor e da pressão do ar antes do resfriador de ar de lavagem, obtidos a partir dos resultados dos testes de desempenho em bancada. Esse procedimento é válido pois, durante os testes de aceitação, um “damper” é instalado na descarga do turbo para simular a perda de carga do duto de descarga existente a bordo, impondo ao escape do motor uma contra pressão semelhante à contra pressão com que o motor opera a bordo.

c) Sub sistema de “Temperatura saída compressor e após turbo”

O resfriador de ar de lavagem utilizado durante os testes é o mesmo empregado durante a operação. Assim, a relação empírica entre a temperatura do ar após o compressor, T_2 (°C), e a rotação do turbo é:

$$T_2 = T_{21}N_t^2 + T_{22}N_t + T_{23}. \quad (4.20)$$

A temperatura após a turbina (°C) é função da perda de carga do trecho de duto entre o turbo e a chaminé (curvas e economizador), Zinner (1978). A temperatura após turbo varia 4 °C entre 25% e 110% de carga, significando que a mesma independe da potência como pode ser verificado na Tabela 1 do Apêndice I:

$$T_{bk} = bk_1N_t^3 + bk_2N_t^2 + bk_3N_t + bk_4. \quad (4.21)$$

onde T_{bk} é a temperatura após turbo, e $b_{k1,2,3,4}$ são as constantes de ajuste do polinômio (ver Apêndice I).

A pressão do ar de lavagem antes do resfriador de ar de lavagem (mmHg), é obtida a partir de uma relação empírica como função da rotação da turbina:

$$P_2 = p_{21}N_t^2 + p_{22}N_t + p_{23}. \quad (4.22)$$

Os valores das constantes das equações (4.20, 4.21 e 4.22) se encontram no Apêndice I.

d) Cálculo da aceleração do turbo compressor.

Os valores obtidos pelo subsistema descrito no ítem b, são utilizados na equação 4.15, determinando assim a rotação do turbo compressor. O diagrama de bloco deste sub sistema pode ser encontrado na Figura 23.

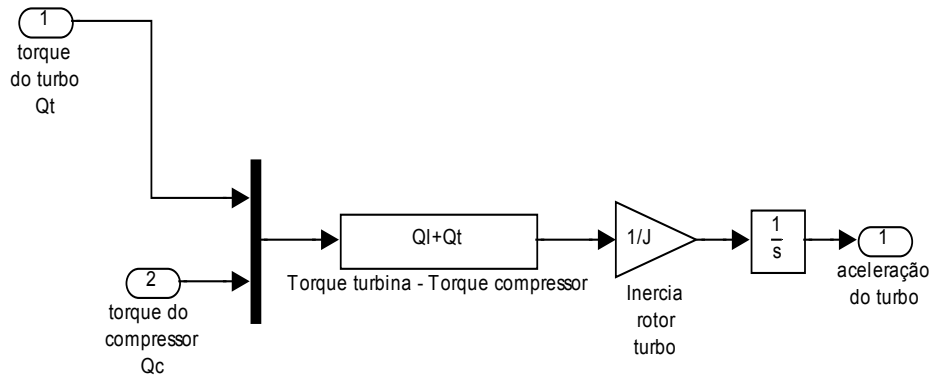


Figura 23 – Diagrama de bloco do sub sistema de determinação da aceleração do turbo compressor.

d) Torque transiente.

Assim como o modelo descrito pelo diagrama de blocos na Figura 7, a perturbação do torque demandado pelo hélice é determinada a partir de um fator K_q , obtido da relação entre o torque e a rotação do motor durante o teste de bancada (Apêndice I):

$$Q_L = K_q N_{e0}^2, \tag{4.23}$$

onde o Q_L é o torque demandado pelo hélice. Xiros (2002), postula que este coeficiente é decomposto em duas partes, uma estável K_{q0} e uma transiente k_q :

$$Q_i = (K_{q0} + k_q) N_e^2, \tag{4.24}$$

que é representado em um diagrama de blocos conforme representada na Figura 24. A constante 256,6 refere-se ao coeficiente determinado para o motor do DPST Ataulfo Alves.

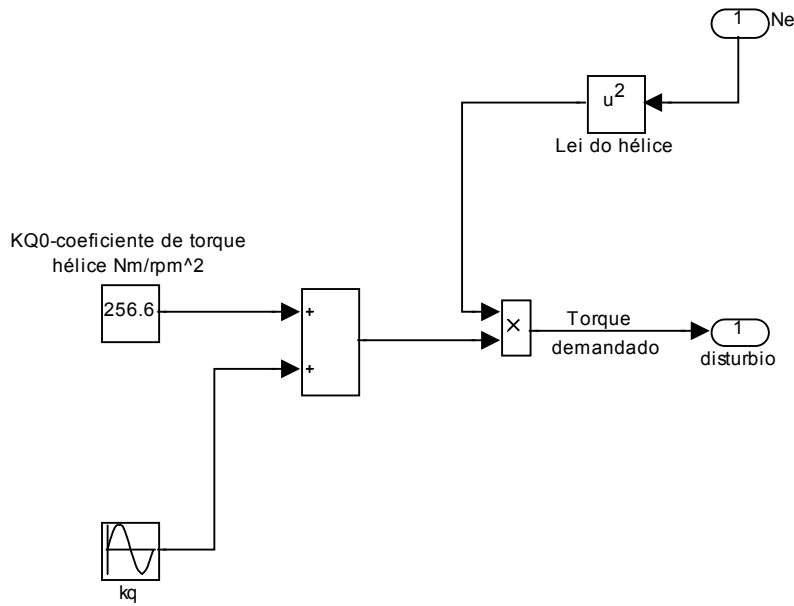


Figura 24-Sub sistema do diagrama de blocos do modelo para torque no hélice com perturbação.

e) Cálculo de aceleração motor-hélice.

A aceleração da linha de eixo, hélice e motor (equação 4.17) encontra-se no sub sistema mostrado esquematicamente na Figura 23. Na Figura 25, este sub modelo encontra-se expandido.

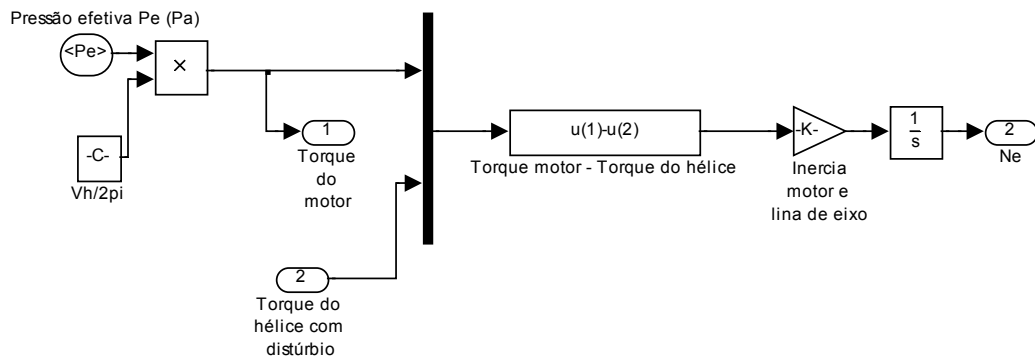


Figura 25-Representação do diagrama de bloco das funções do modelo para o cálculo da aceleração do motor e da linha de eixo.

f) Cálculo do rendimento térmico.

O rendimento térmico é determinado a partir do produto da vazão mássica de combustível, equação 4.4, e do poder calorífico (PCI), que expressa o potencial termoquímico disponível no combustível, que para efeitos de cálculo neste modelo é:

$$kW_q = \dot{m}_f PCI, \tag{4.25}$$

onde PCI em MJ/kg, e \dot{m}_f em kg/s, e na equação 4.18 que determina a potência gerada pelo motor, a partir do produto da rotação determinada pela equação 4.17 e do torque, determinado pela equação 4.16.

O diagrama de bloco representando a determinação do rendimento térmico encontra-se na Figura 26. O rendimento térmico é determinado a partir da razão entre a energia disponível no combustível e a potência gerada no interior dos cilindros:

$$\eta_t = \frac{kW_i}{kW_q}. \tag{4.26}$$

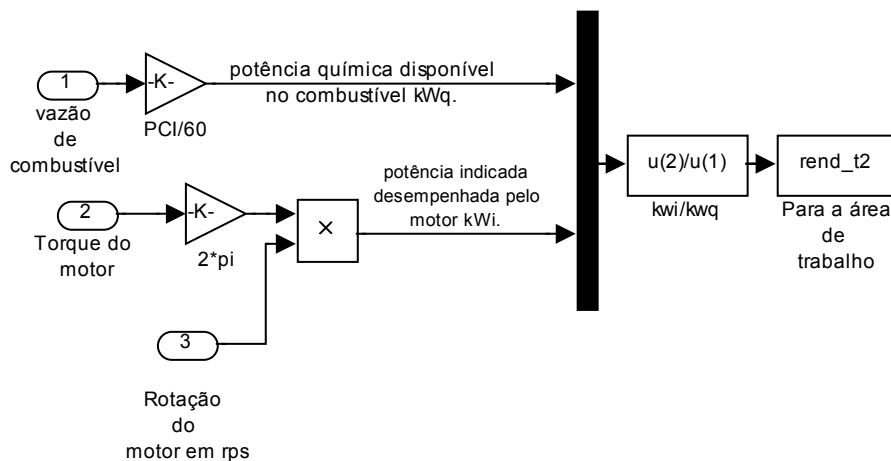


Figura 26-Sub modelo para Cálculo do rendimento térmico.

A pressão do gás de descarga é determinada a partir de uma relação que envolve a pressão de ar de lavagem (Gerstle e Merker, 1998), isto é

$$p_g = 0,929p_s - 7984. \tag{4.24}$$

Note-se que a relação da equação 4.27 foi obtida a partir dos resultados dos testes de desempenho, apresentados no Apêndice I. Esse motor não é dotado de mecanismo de avanço e atraso de fechamento da válvula de descarga, ou seja, as áreas da válvula de descarga e das janelas de admissão são admitidas constantes, e independentes da potência desenvolvida.

g) Regulador de velocidade e comando.

O comando do modelo é constituído de uma manete que controla a rotação desejada, e de um regulador de velocidade, introduzido na seção 3.1 estão representados esquematicamente na Figura 27.

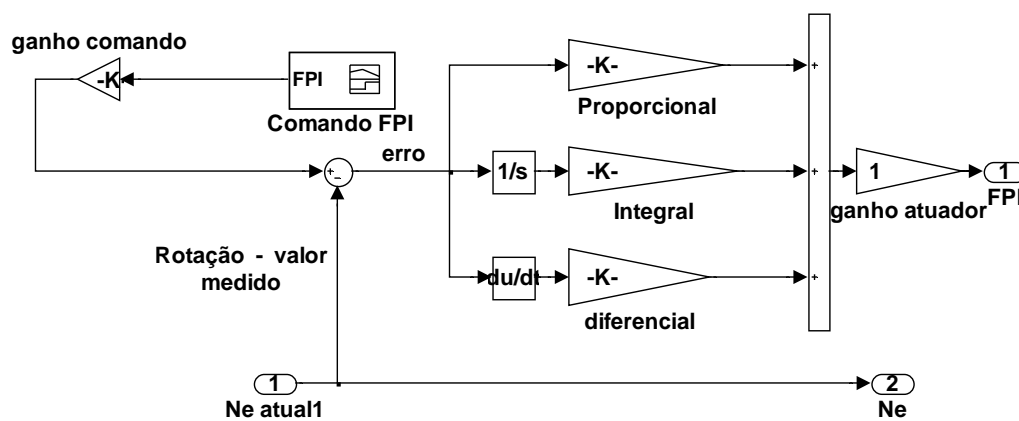


Figura 27-Representação do sub modelo de comando e regulação. As constantes de proporcionalidade e integralidade são aquelas sugeridas por Kyrtatos et al., (2001).

4.3.2. Resultados obtidos

O modelo descrito na seção 4.3.1 tem como condições iniciais, um valor de rotação do turbo compressor, N_t inicial, e um valor de vazão mássica de ar. A perturbação do torque (k_{q0}) é simulada mediante a utilização de funções senoidais, que modela o estado da superfície do mar com frequência de 0,2 Hz. Uma função geradora de pulsos, que simula a ação de correção de rumo (leme), atua a partir de $t=300$ s. O período do pulso é de 90 s, sua duração é de 30 s, e sua amplitude é de 2% do valor do coeficiente do hélice ($256,6 \text{ N.m/rpm}^2$).

Sabe-se, da prática, que devido à redução do rendimento térmico, além do aumento imediato do índice das bombas injetoras, ocorre a elevação da temperatura de gás de descarga na entrada do turbo compressor devido ao aumento da energia química presente nos gases de descarga que deixam o cilindro. Isto é reproduzido no modelo pelo conjunto de equações 4.9 (que determina p_e), a equação 4.16 (que determina o torque produzido pelo motor - Q_e) e pela equação 4.17 que calcula a variação de rotação do motor. Como o rendimento térmico e a razão ar/combustível encontram-se diretamente relacionados (Hendricks, 1989), manter a pressão média efetiva constante, quando ocorre redução da razão ar/combustível (o que diminui o rendimento da combustão, η_c , na equação 4.9), requer modificação do índice das bombas injetoras FPI . Isto ocorre pois a rotação do motor N_e , deve ser mantida constante graças ao ajuste desejado no regulador de velocidade. Caso esta correção não seja efetuada, manter a pressão média constante requer menor torque produzido no motor (equação 4.16) e, por conseguinte, a rotação do motor, equação 4.17, será reduzida sob a demanda constante da carga Q_L .

Portanto, é válido simular a redução de rendimento térmico através da redução da pressão média efetiva (p_e). Aqui, o valor da pressão será reduzido em 5 % o que permitirá analisar o comportamento dos resultados calculados dos demais parâmetros relevantes do motor. A Figura 28 mostra que a redução de 5% na pressão média efetiva resultou na redução em torno de 2,4 % do rendimento térmico. Note-se que, a partir de $t=300$ s incide o sinal de mudança de rumo.

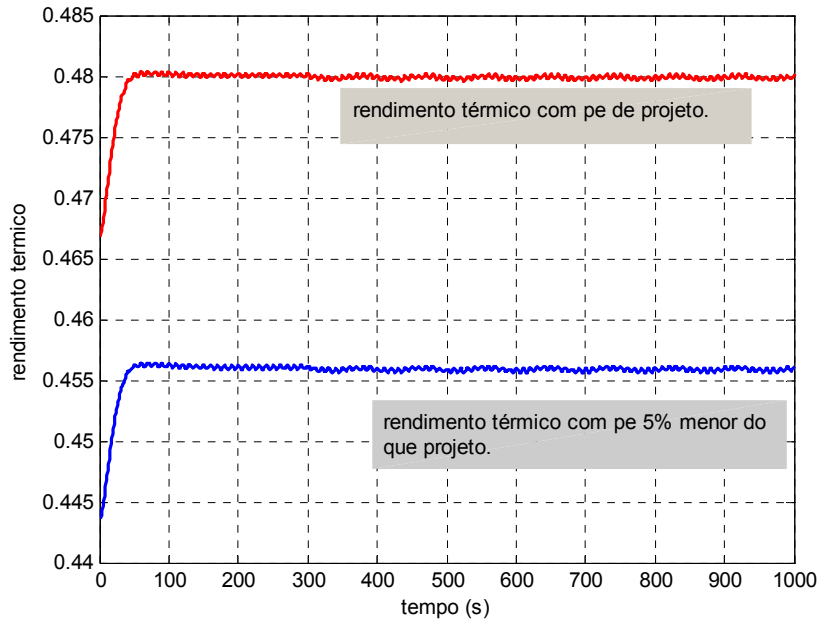


Figura 28–Histórico do comportamento do rendimento térmico do motor de 17 MW, rendimento térmico original é alterado pela redução de 5% da pressão média efetiva.

A Figura 29 mostra a variável controlada pelo regulador, isto é, o sinal de rotação do motor, nos casos do rendimento térmico reduzido. Nesta figura pode-se verificar que o sinal de rotação em ambas as condições encontram-se superpostos. Sob torque cíclico, que simula o estado de mar, a variação do sinal de rotação é de 1,5 rpm, e sob o torque incidente, que simula a ação de correção de rumo a variação máxima observada é de 2,5 rpm. A Figura 30, que mostra a evolução do FPI correspondente à estes dois casos, confirma que para manter a mesma rotação do motor o regulador aumenta a vazão de combustível nas bombas injetoras (Figura 30).

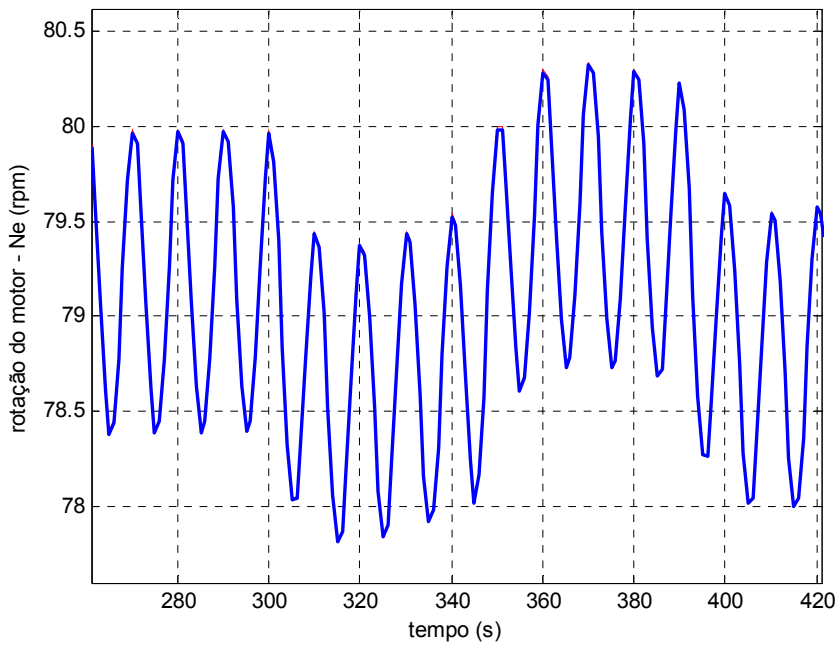


Figura 29—Histórico da evolução do sinal de rotação do motor no modelo. A evolução do sinal com o modelo com rendimento térmico reduzido e de projeto encontram-se superpostos.

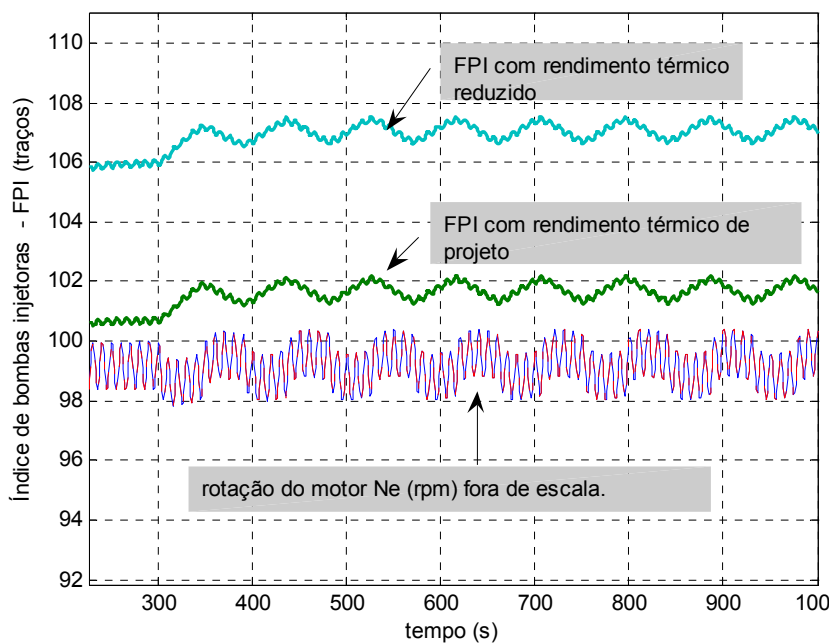


Figura 30—Histórico dos sinais de rotação do motor e dos sinais de índice das bombas injetoras.

Com a redução correspondente da razão ar combustível aumenta a presença de hidrocarbonetos nos gases de descarga dos cilindros e, por conseguinte, a temperatura na entrada do turbo. Com isto, o turbo compressor

com isto, passa a funcionar com maior velocidade de rotação. Conforme mostrado na Figura 31, nas condições do modelo, a redução da pressão média efetiva em 5% provocou um aumento de 500 rpm (7%) na rotação de funcionamento do turbo compressor. A temperatura de gás de descarga na entrada do turbo, por sua vez, foi elevada em 20 K com a redução de η_t , tal como pode ser verificado na Figura 32. Cabe ressaltar que o valor da temperatura de gás de descarga na condição de rendimento térmico de projeto é da mesma ordem de grandeza do que a medida no teste de aceitação (Tabela I).

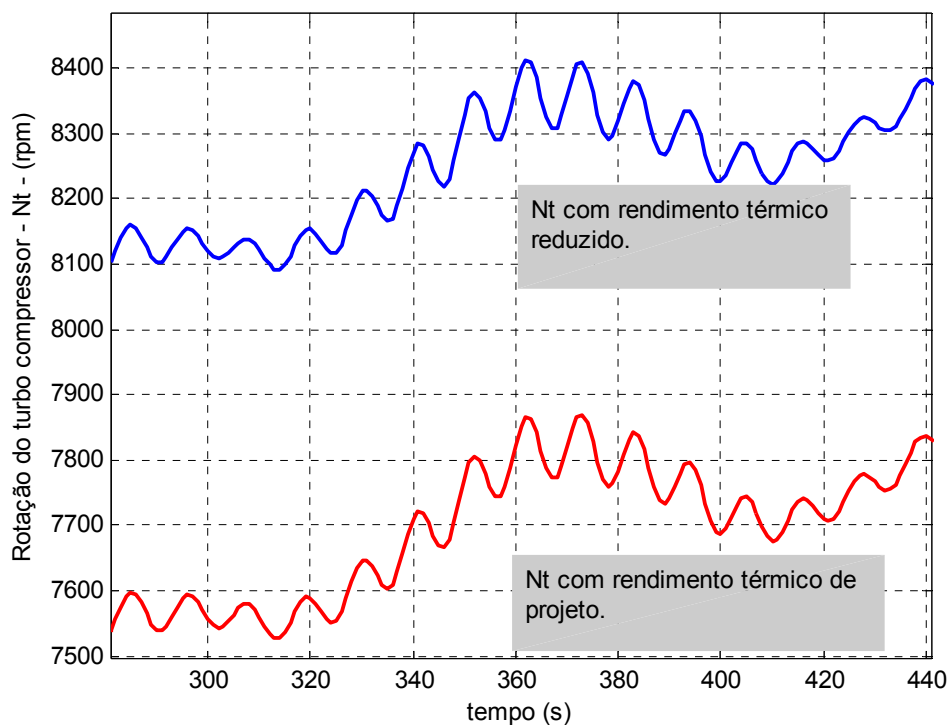


Figura 31—Histórico do resultado de simulação da rotação do turbo compressor do modelo de motor de 17 MW, nas condições de rendimento térmico de projeto e reduzido.

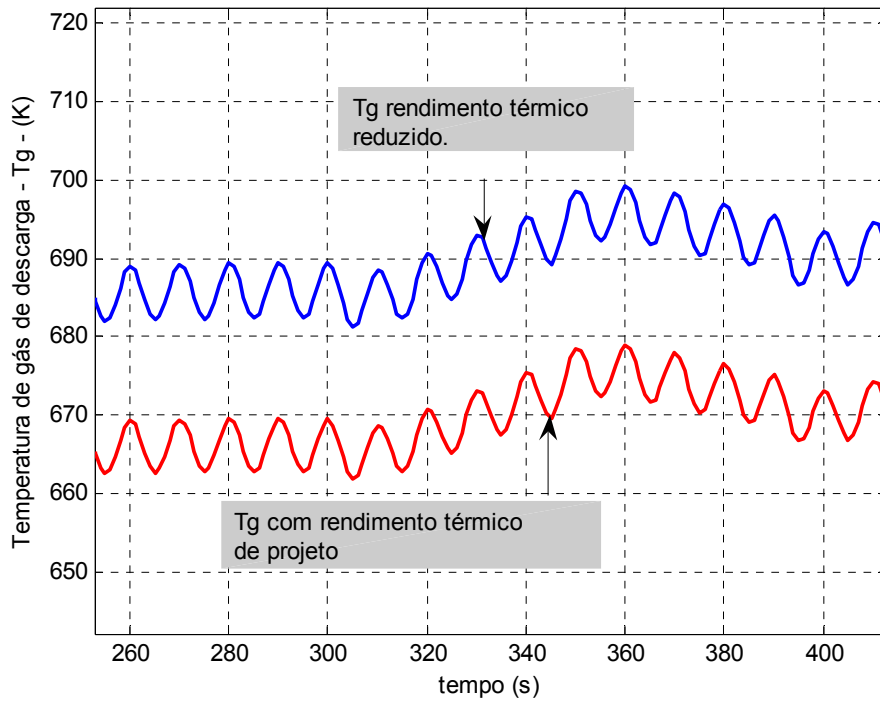


Figura 32-Histórico da evolução da temperatura de gás de descarga na entrada do turbo compressor, modelo com sinal de torque transiente cíclico, nas condições de rendimento térmico de projeto e reduzido.

Na Figura 33 encontra-se traçado o histórico da evolução do sinal da razão ar combustível. Esta figura mostra claramente que há uma redução de 4,76% desta razão entre as condições com rendimento térmico alterado e a original.

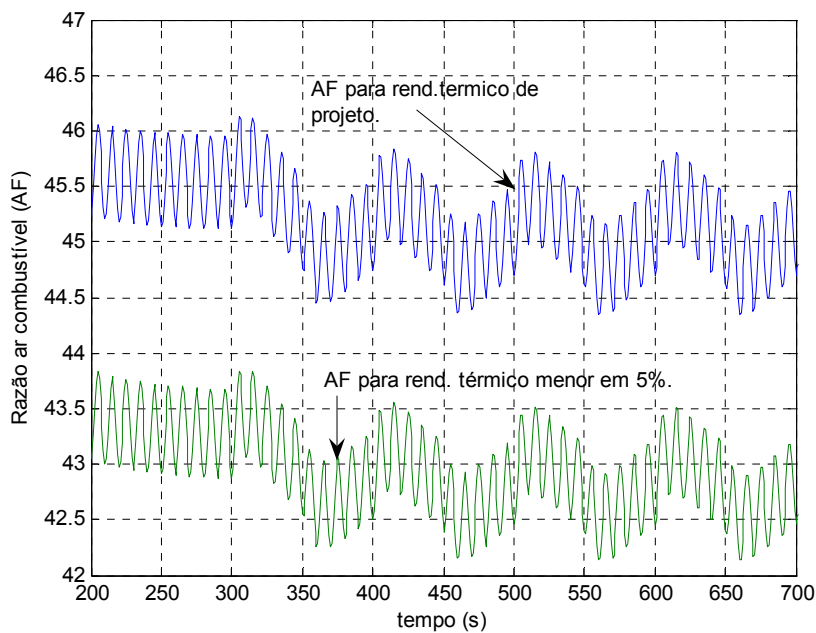


Figura 33-Histórico da razão ar/combustível no modelo com rendimento térmico reduzido e com o rendimento térmico de projeto.

Adicionalmente, a queda de rendimento térmico produz no modelo um aumento de consumo do motor da ordem de 2 toneladas de combustível por dia (4%), conforme resultado apresentado na Figura 34.

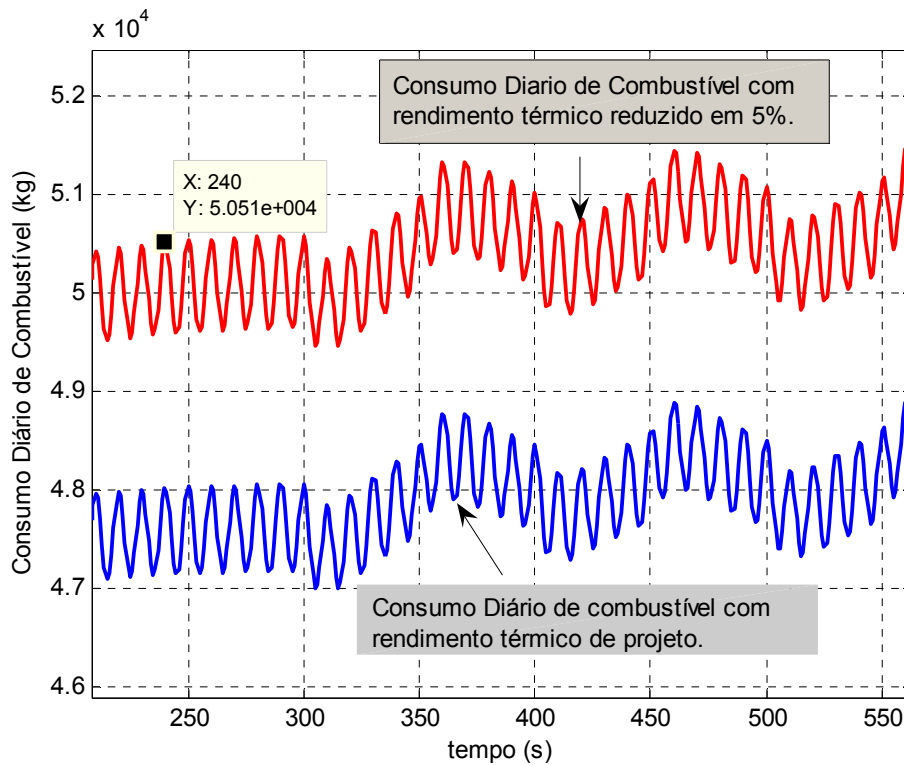


Figura 34—Histórico do consumo diário do motor com o rendimento térmico de projeto e com o rendimento térmico reduzido.

Neste capítulo foi apresentado o modelo algébrico elaborado, o qual dotado de regulador de velocidade e comando. Sua parte algébrica-termodinâmica permite a análise dos parâmetros (T_g , p_e , Consumo diário, N_t , N_e , e rendimento térmico) de funcionamento de um motor real sob diversas modalidades de torques transientes.

O modelo foi utilizado com os dados característicos de um motor real. A pressão média efetiva foi reduzida em 5%, de modo a impor uma redução no rendimento térmico, o que resulta em um aumento de consumo de combustível da embarcação em cerca de 2 ton/dia, e em uma redução na razão ar/combustível de aproximadamente 4,8%. Análises mais apropriadas seriam necessárias para determinar quanto deste combustível será emitido como CO e quanto será emitido como hidrocarboneto não queimado.

A modelagem do comportamento transiente próximo do que pode ser obtido em condição de operação real motivou a coleta de dados de funcionamento de um motor real, o que será descrito no próximo capítulo.