

6. Comparação entre os resultados experimentais e de modelagem

6.1. Resultados comparativos

Na Figura 40 encontram-se representados os sinais da rotação do motor calculados e adquiridos a bordo. A simulação foi feita com uma perturbação do coeficiente do hélice similar àquela encontrada durante a operação do motor: frequência de 0,06 Hz, e amplitude de 4.2 Nm/rpm². Esta figura mostra que existe uma diferença de 0,2 rpm entre o valor calculado e o obtido a bordo.

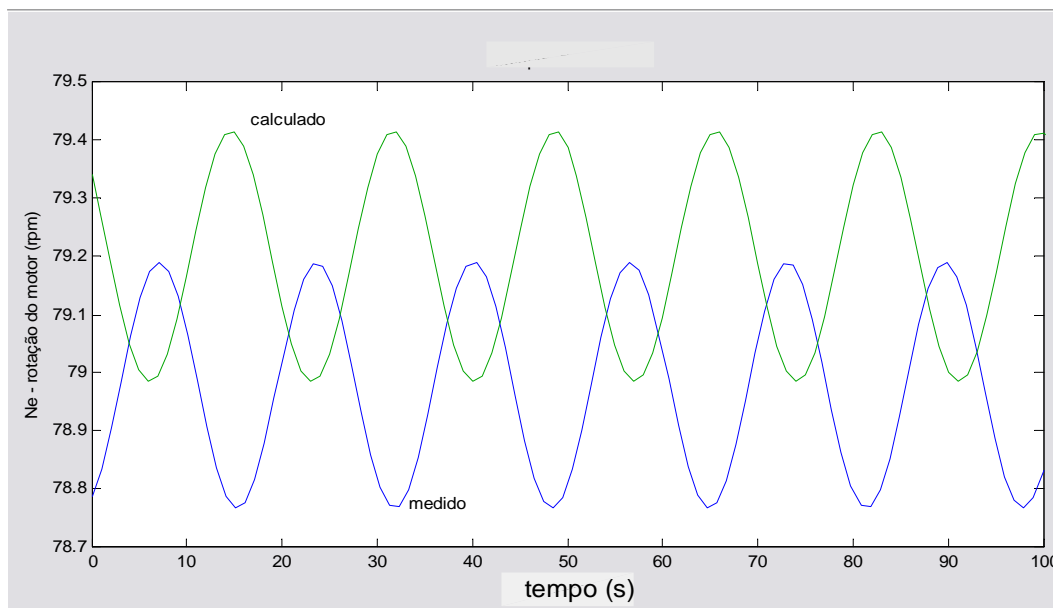


Figura 40-Históricos da rotação do motor, calculado e medido.

A comparação entre as curvas dos históricos da pressão de ar de lavagem calculada e medida é encontrada na Figura 41. Nesta figura observa-se uma discrepância sistemática de 0,05 bar entre os valores medido e calculado, a qual pode ser atribuída ao procedimento de calibração do sensor a bordo. A frequência dominante da pressão calculada é de 60 Hz, e a da medida é de 120 Hz. Esta diferença poderia ser atribuída ao fato que no motor real a frequência

do ar de alimentação é excitada pela pulsação decorrente do movimento descendente dos pistões, uma vez que o duto de ar de alimentação está ligado diretamente à região sob os mesmos. Este ponto deve ser verificado em trabalhos futuros.

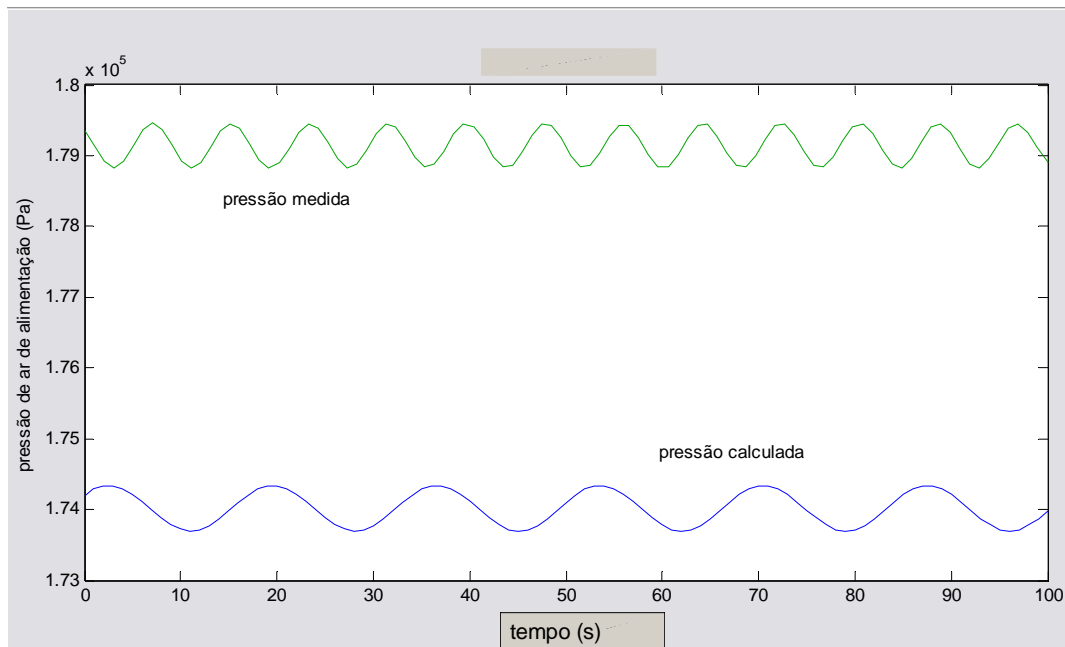


Figura 41—Comparação entre os históricos entre a pressão de ar alimentação calculada e a pressão de ar de alimentação medida a bordo.

Observa-se que, apesar da boa concordância entre a evolução da medida e da rotação do motor calculada, os sinais resultantes dos sub sistemas, como turbo compressor e pressão de ar de lavagem mostrados nas Figuras 41 e 42, não apresentam boa concordância. No futuro é necessário incorporar ao modelo termodinâmico algébrico descrição do processo de combustão nos cilindros. A frequência calculada da rotação do turbo compressor é de 90 Hz, enquanto que aquela rotação medida a bordo é de 20 Hz. Adicionalmente, o valor medido da velocidade de rotação do turbo 7716 rpm é inferior ao valor médio calculado de 7758 rpm.

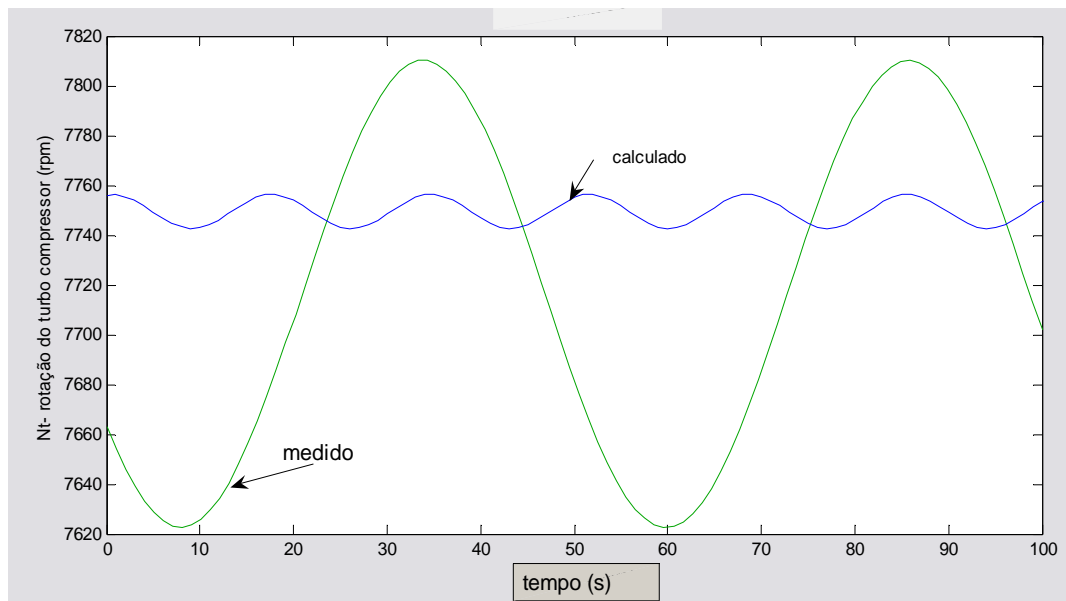


Figura 42-Aspecto da superposição do desenvolvimento da rotação do turbo medido e calculado.

]

6.2. Análise do rendimento térmico

Na Figura 43, encontra-se representado o aumento de consumo diário de bunker em função da redução do rendimento térmico. Com a pressão média efetiva reduzida em 10% o consumo de combustível aumentou em 11%, tendência esta análoga à encontrada nos capítulos 3 e 4. Sem redução da pressão média efetiva o valor do rendimento térmico é de 45,07%, e a redução de 10% em p_e corresponde a uma redução um pouco maior do que 5% no rendimento térmico calculado pelo modelo.

A redução da pressão média efetiva e a consequente redução do rendimento térmico, resultam no aumento do índice das bombas injetoras, o que pode ser constado na Figura 44, parte inferior. Adicionalmente, como a quantidade de combustível injetado no cilindro é maior, a temperatura do gás de descarga também aumenta, tal como mostrado na Figura 44, parte superior.

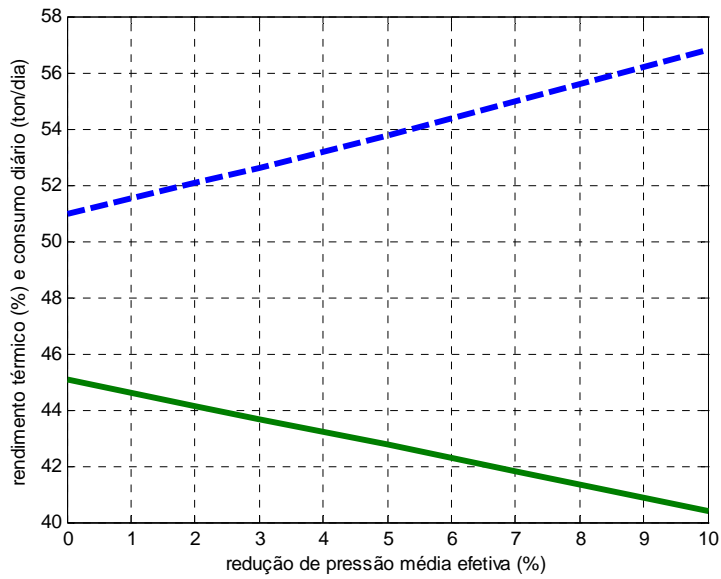


Figura 43-Descrição do consumo diário de combustível (linha tracejada) e rendimento térmico conforme a redução da pressão média efetiva.

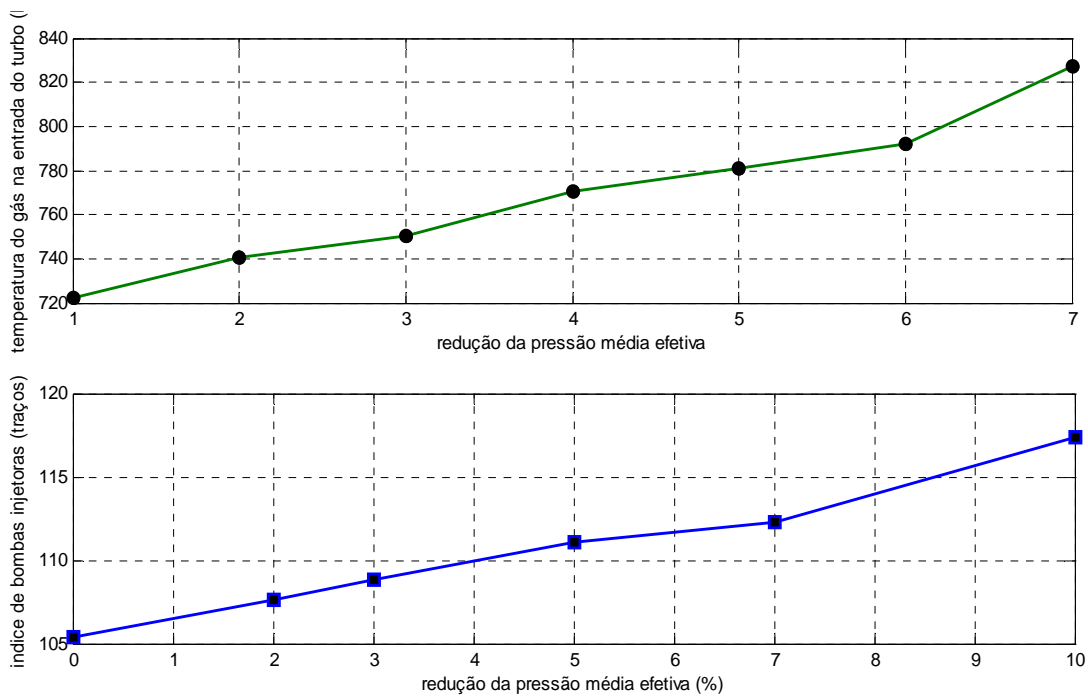


Figura 44-Resultado na temperatura de gás de descarga (superior) e no índice das bombas injetoras (inferior) devido à redução na pressão média efetiva.

6.3. Análise do comportamento transiente

A Figura 45, mostra os resultados calculados das variações da velocidade da rotação do motor quando da aplicação do aumento de torque (função degrau) aos 300 s. A resposta da rotação do modelo com rendimento térmico menor (N_{e1}) é praticamente idêntica à original (N_e).

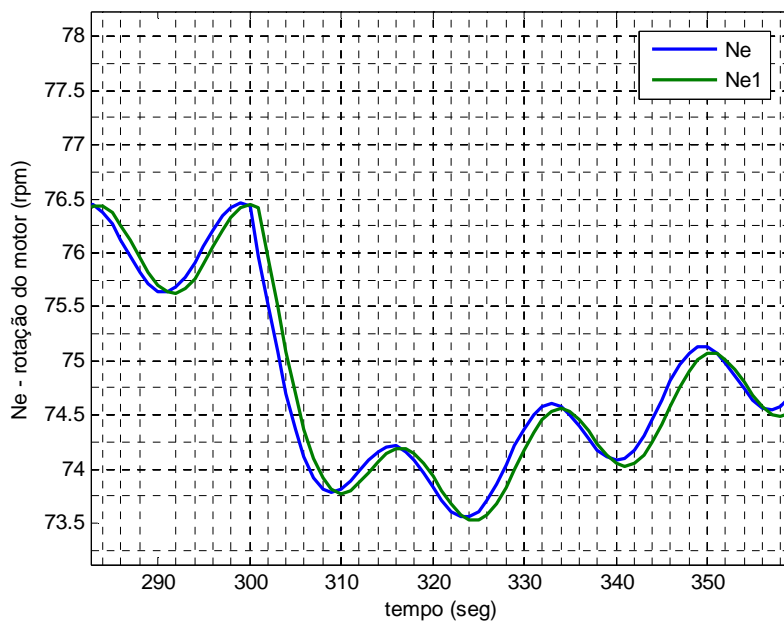


Figura 45—Histórico da velocidade de rotação do motor entre as condições de rendimento térmico degradado em 10% (N_{e1}) e original (N_e).

Na Figura 46 encontram-se consolidados os resultados calculados do índice das bombas injetoras e da rotação do turbo compressor, nas condições de projeto e de rendimento térmico degradado em 10%. No caso de rendimento térmico menor, o valor médio de velocidade de rotação da turbina é de 1835 rpm superior àquele obtido nas condições originais.

A Figura 46 também mostra que o tempo de resposta das bombas injetoras é o mesmo em ambos os casos (rendimento térmico menor e original), mas o mesmo não ocorre para o tempo de resposta do turbo compressor, o qual é menor no caso de η_t degradado. Essa diferença de comportamento se deve à ação, mecânica, do regulador nas bombas injetoras, enquanto que a ação sobre o turbo é termodinâmica. Quanto menos energia mecânica disponível, isto é,

quanto menor a pressão menor no interior do cilindro, mais lenta é a aceleração do turbo.

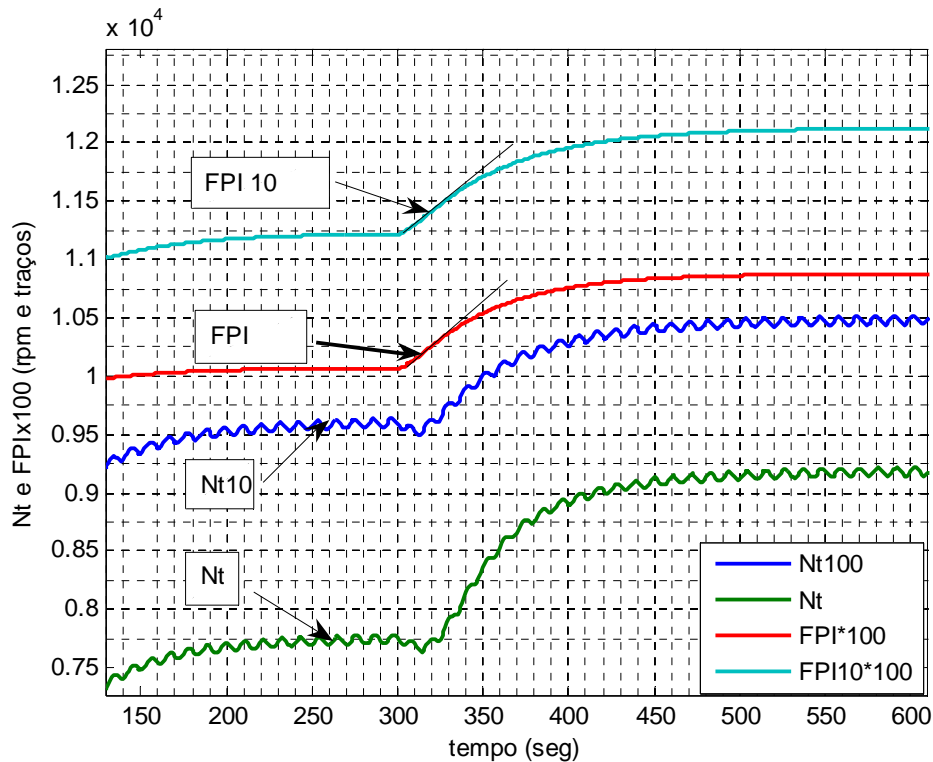


Figura 46-Histórico da velocidade de rotação do turbo compressor e do índice das bombas injetoras com o modelo ajustado com rendimento térmico original (Nt, FPI*100) e degradado (Nt100, FPI10*100).

Note-se que, na prática, quando o rendimento térmico é reduzido, os operadores reduzem a carga (rotação) do motor para manter os parâmetros de funcionamento compatíveis com valores de operação históricos do motor. Isto se traduz pela limitação da velocidade da rotação do motor e assim da temperatura do gás na entrada do turbo.

A Figura 47 mostra a temperatura de gás de descarga, nos casos do rendimento térmico original e degradado. O tempo de resposta do modelo ajustado com menor rendimento térmico é ligeiramente maior do que aquele calculado com o valor original do rendimento térmico.

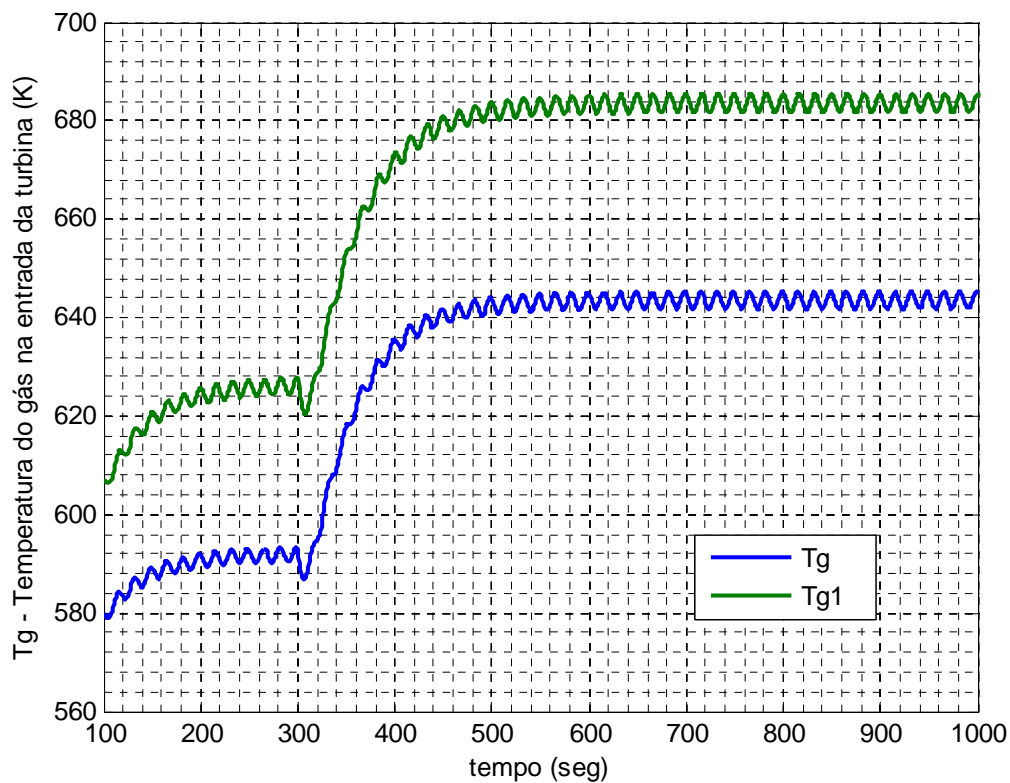


Figura 47-Histórico da temperatura de gás de descarga na entrada do turbo com rendimento térmico degradado em 10 % (Tg1) e o original (Tg).

A redução de 5% na pressão média efetiva provoca em um motor de dois tempos um atraso na recuperação de sua rotação à incidência de um torque transiente, e aumento da rotação da turbina, uma vez que a energia do combustível não utilizada, aumentará a temperatura dos gases de descarga como observado na prática.