

5 Controle de Turbinas a Gás

5.1. Introdução

A turbina a gás típica é composta de três equipamentos complexos colocados em série: compressor, câmara de combustão e turbina ou expansor. A operação estável do conjunto depende da compatibilidade dos pontos de operação destes três equipamentos quando acoplados. A faixa de operação é relativamente reduzida, devido às instabilidades do compressor, a questões de vida útil relacionadas aos limites de temperatura na entrada da turbina, e a estabilidade da chama na câmara de combustão.

Pontos de equilíbrio podem ser traçados na curva característica do compressor. Em compressores, a instabilidade conhecida como bombeamento (*surge*) impede a operação em razões de pressão acima de um dado valor, que é função da velocidade de rotação do eixo. No caso da máquina se aproximar deste limite durante o funcionamento transitório, o sistema de controle da turbina a gás deve atuar sobre uma válvula de alívio (*blow-off*), ou então modificar o ângulo das pás diretoras do compressor (VIGVs) de modo a evitar instabilidades. A Figura 23 mostra um esquema das principais variáveis de controle que podem ser manipuladas em uma turbina a gás: (i) a válvula de combustível, (ii) as pás diretoras do compressor (VIGVs), que modificam o ângulo de entrada do ar no compressor, e (iii) a válvula de alívio (*blow-off*).

Existem turbinas a gás que também permitem a atuação em pás guias situadas na entrada da turbina, após a câmara de combustão (NGV – *Nozzle Guide Vanes*). Porém, este sistema de atuação é mais complexo do que as VIGVs, devido às altas temperaturas envolvidas, e nem sempre é utilizado. O controle de emissões de poluentes, através da injeção de vapor na câmara de combustão, é outro tipo de controle freqüentemente utilizado.

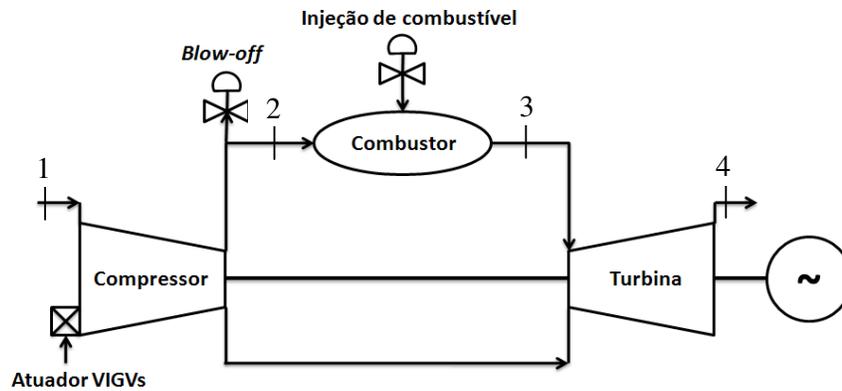


Figura 23 - Variáveis manipuladas da turbina a gás industrial.

O tempo característico da resposta transitória de uma turbina a gás industrial é relativamente rápido, da ordem de 5 a 10 segundos Alves [12]. As principais variáveis a serem monitoradas são: (i) a temperatura máxima na entrada da turbina, especificada no projeto da máquina; (ii) a margem de estabilidade do compressor; (iii) a relação combustível/ar na câmara de combustão, necessária para garantir a estabilidade da chama; (iv) e a velocidade de rotação do eixo, a qual deve ser mantida constante quando a turbina a gás é utilizada para geração de energia elétrica Rowen [2] e Walsh *et al.* [14].

Durante a fase de aceleração da turbina a gás, aumenta-se a vazão de combustível, fazendo com que a potência gerada e a velocidade de rotação também aumentem. A temperatura do gás na saída da câmara de combustão aumenta, o que pode representar risco devido à temperatura elevada na turbina. A pressão na descarga do compressor também aumenta, levando o ponto de funcionamento na direção da linha da margem de bombeamento. O aumento da pressão é devido à dois efeitos: (i) maior temperatura dos gases e (ii) condições críticas do escoamento na entrada da turbina, *choke*, que limita a vazão pela mesma Cohen *et al.* [13].

O bombeamento (*surge*) se caracteriza por oscilações rápidas na pressão de operação do compressor, cujo tempo característico varia entre 0,05 a 0,2 segundos dependendo do equipamento. Neste regime anômalo de funcionamento pode ocorrer reversão de vazão, isto é, fluxo da câmara de combustão para o compressor, o qual não é projetado para resistir a elevadas temperaturas. Em caso de bombeamento, a temperatura da turbina também tende a subir, portanto, deve-se detectar este evento, por exemplo, medindo-se a variação do diferencial de

pressão no compressor. Caso o valor deste parâmetro esteja acima do ponto de referência, então o motor situa-se na vizinhança do regime de bombeamento. Neste caso, é necessário atuar cortando a alimentação de combustível e abrindo as válvulas de *blow-off*, ou então variando-se a abertura das VIGVs. Para evitar o bombeamento, projeta-se um sistema de controle com folgas da ordem de 22% o que permite levar em conta as incertezas na determinação da curva de bombeamento e o comportamento dinâmico do sistema Cohen *et al.* [13].

Quando a eficiência da turbina se degrada, pode ser necessário operar com uma vazão de combustível maior do que aquela que o sistema de controle permite. Nesta situação, o conjunto pode não encontrar um ponto de equilíbrio, o que resulta em um apagamento (*run down*).

Durante a fase de desaceleração, o problema mais usual encontrado é a possibilidade de se estabelecer uma alta razão entre a vazão de ar e a de combustível o que pode levar ao apagamento da chama. Nesta fase, a vazão de combustível pode cair de 20% a 50% do seu valor nominal, fazendo com que a pressão na descarga da câmara de combustão também caia, e, conseqüentemente, a vazão comprimida pelo compressor aumente, fazendo com que a razão combustível/ar diminua. Portanto, para que o apagamento não resulte deste processo, a vazão de combustível deve diminuir de forma controlada.

Caso ocorra extinção da chama, o sistema de controle deve detectar rapidamente esta situação anormal e fechar a válvula de combustível, de forma a evitar a ignição do combustível em regiões da turbina a gás que não foram projetadas para suportar queima, tais como as palhetas da turbina.

Quando operando em carga parcial, a velocidade de rotação do eixo da turbina a gás, destinada à geração de energia elétrica, deve permanecer constante. Nestas condições, duas estratégias de controle da potência gerada pela turbina a gás são possíveis. A primeira é o controle da turbina a gás variando-se apenas a vazão de combustível. Esta estratégia é mais simples e não leva em consideração a variação da vazão mássica do ar através das pás diretoras do compressor (VIGVs). É utilizada quando a turbina a gás opera em “ciclo simples”, ou seja, sem o acoplamento de uma caldeira de recuperação de calor (HRSG – *Heat Recovery Steam Generator*) na sua exaustão.

A outra estratégia é o controle envolvendo a variação do ar na entrada do compressor usando as pás diretoras do compressor (VIGVs). A finalidade desta

estratégia é favorecer o desempenho da cadeia de recuperação (HRSG) e, por conseqüência, aumentar a eficiência do ciclo combinado. Para este fim, procura-se manter praticamente constante, e próxima do seu ponto de projeto, a temperatura de exaustão ou, de modo equivalente, a temperatura de entrada na turbina. Devido aos altos valores da temperatura de entrada na turbina, os quais são de difícil medição, normalmente os fabricantes utilizam como parâmetro de controle do ciclo a temperatura de exaustão da turbina a gás. Como conseqüência desta estratégia, a vazão de combustível é variada juntamente com a variação das VIGVs de maneira a evitar que a temperatura da entrada da turbina exceda o valor de projeto. Uma vez que a maioria das usinas do tipo ciclo combinado de grande porte utilizam turbinas a gás de um eixo, esta estratégia é a mais comumente utilizada para o controle da potência gerada pela planta. Em resumo, varia-se a vazão mássica de ar que entra no compressor, usando as VIGVs, juntamente com a vazão mássica de combustível.

A complexidade do comportamento transiente envolvido no funcionamento da turbina a gás sugere a necessidade de se adotar uma estratégia de controle avançada, que evite as instabilidades causadas, em particular, por distúrbios externos. O controle da turbina a gás é atualmente implementado em sistemas digitais que operam em um ciclo de 10 a 30 ms, dependendo do tipo do equipamento Rowen [2].

5.2. Controle de Processos

O termo controle de processo costuma ser utilizado para se referir a sistemas que têm o objetivo de manter certas variáveis de uma planta industrial entre os seus limites operacionais desejáveis. Estes sistemas de controle podem necessitar de intervenção humana ou serem automáticos, como por exemplo, no caso do controle da velocidade de rotação do eixo e da temperatura de exaustão das turbinas a gás utilizadas para geração de energia.

Os sistemas de controle podem funcionar em malha aberta ou em malha fechada. No caso da malha aberta, o operador define a abertura ou fechamento de uma válvula, por exemplo, para obter certa vazão desejada. A Figura 24 mostra um esquema de um sistema de controle em malha aberta. Neste tipo de sistema de controle não são utilizadas informações sobre a evolução do processo (medições)

para determinar o sinal de controle a ser aplicado em um determinado momento. Os sistemas de controle em malha aberta são simples e de baixo custo, mas não são capazes de compensar possíveis variações internas da planta, nem perturbações externas inerentes a um processo industrial. Outra desvantagem do controle em malha aberta é a sobrecarga de trabalho repetitivo e sem interesse para o operador. Este controle também tem por efeito estimular o operador a adotar um comportamento conservador caracterizado pela operação em regiões mais seguras e menos econômicas.

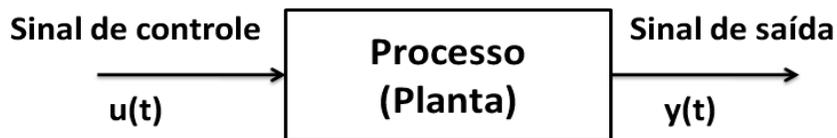
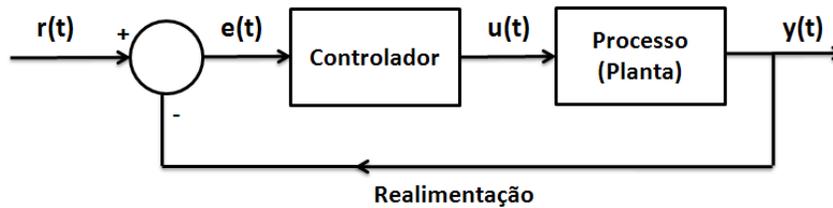


Figura 24 - Diagrama esquemático do sistema de controle de malha aberta.

De forma a eliminar as limitações do sistema de malha aberta, pode-se medir uma variável importante para o processo e realizar um controle automático em malha fechada. A Figura 25 mostra o esquema de um sistema de malha fechada. Neste sistema de controle, informações sobre a evolução da variável que deve ser controlada são utilizadas para determinar o sinal de controle que deve ser aplicado ao processo em um instante específico de tempo. Isto é feito a partir de uma realimentação do sinal de saída para o sinal de entrada. Em geral, a fim de tornar o sistema mais preciso, e de garantir que ele seja capaz de reagir a perturbações externas, o sinal de saída é comparado a um sinal de referência/desejado (*set-point*) e o erro entre estes dois sinais é utilizado para se determinar o sinal de controle que deve efetivamente ser aplicado ao processo.

Com o sistema de controle em malha fechada surge a figura do controlador que, a partir do desvio entre o sinal de saída e o de referência, modifica a sua saída de forma a eliminar o erro causado pelas perturbações externas. Assim, o controle em malha fechada procura manter a variável do processo no seu valor desejado, compensando as perturbações externas e as possíveis não-linearidades do sistema. No presente caso, as variáveis modificadas pelo controlador são a abertura (ou fechamento) da válvula de combustível e a variação de ângulo das pás diretoras do compressor (VIGVs), e a perturbação externa representa a variação de carga do sistema elétrico.



$r(t)$ – sinal de referência
 $e(t)$ – sinal de erro
 $u(t)$ – sinal de controle
 $y(t)$ – sinal de saída

Figura 25 - Diagrama esquemático do sistema de controle de malha fechada.

O inconveniente deste tipo de controle em malha fechada é a existência de uma tendência do sistema a oscilar, podendo até resultar em instabilidade do processo Ogata [17]. Ao tentar corrigir o erro da variável do processo, em relação ao valor de referência, o controlador pode causar oscilações de amplitude crescente.

5.3. Controlador

Um controlador automático compara o valor medido de um parâmetro de processo da planta com seu valor desejado de referência, determina o desvio entre estas duas grandezas e produz um sinal de controle que tem por finalidade reduzir o desvio a zero ou a um valor aceitável. Os controladores podem ser classificados de acordo com suas ações de controle:

1. Controladores de duas posições ou *on-off*;
2. Controladores proporcionais;
3. Controladores integrais;
4. Controladores derivativos; e
5. Combinações dos controladores proporcional, integral e derivativo.

A combinação das ações de controle proporcional, integral e derivativo é denominada ação de controle proporcional-integral-derivativo (PID). O controlador PID é certamente o algoritmo de controle mais utilizado em ambiente industrial. Esta popularidade se deve, principalmente, à simplicidade no ajuste dos seus parâmetros para se obter um bom desempenho. O controlador PID gera a sua saída proporcionalmente ao erro, a sua integral e a sua derivada, Ogata [17].

$$u(t) = K_p \times e(t) + \frac{K_p}{T_I} \times \int_0^t e(t) dt + K_p \times T_D \frac{d e(t)}{dt}, \quad (32)$$

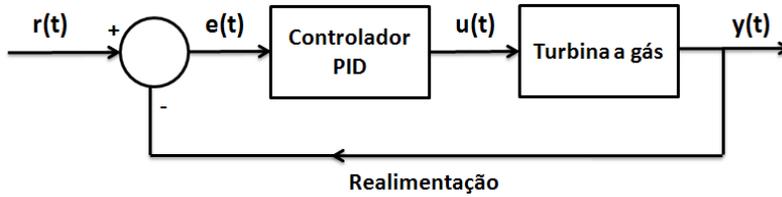
onde K_p é o ganho proporcional, T_I é o tempo integrativo, T_D é o tempo derivativo, $e(t)$ é o erro e $u(t)$ é o sinal de controle.

5.4.

Modelagem do Sistema de Controle da Turbina a Gás

Conforme discutido na seção 5.1, a turbina a gás possui diversos sistemas de controle, tais como, o de estabilidade do compressor e de chama, o de velocidade de rotação, o de limites de temperatura e o de controle de emissões de poluentes. Este trabalho tem o objetivo de simular o controle de velocidade de rotação e de temperatura de entrada da turbina mediante a modificação da vazão mássica de combustível e das pás diretoras do compressor (VIGVs). Para isto, um modelo do sistema de controle de malha fechada, mais especificamente do controlador PID, apresentado na seção 5.3, foi implementado no modelo computacional.

O primeiro passo deste trabalho consistiu na implementação do controle de velocidade de rotação através da variação da injeção de combustível na câmara de combustão. Um controlador do tipo PID, Equação (32), foi introduzido no modelo computacional. Nesta abordagem preliminar, as pás diretoras do compressor (VIGVs) não são variadas, permanecendo totalmente abertas. A Figura 26 exemplifica o diagrama de blocos do sistema de controle introduzido no modelo computacional. Observa-se que o valor de referência, $r(t)$, é de 3.600 rpm, e que o valor de saída é a velocidade de rotação do eixo calculada pelo modelo a cada instante de tempo. Além disto, o sinal gerado pelo controlador é a variação da vazão de injeção de combustível na câmara de combustão.



$r(t) = 3.600 \text{ rpm}$
 $e(t) = \text{sinal de erro}$
 $u(t) = \text{vazão mássica de combustível}$
 $y(t) = \text{velocidade de rotação do eixo}$

Figura 26 - Diagrama esquemático do sistema de controle da velocidade de rotação do eixo a partir da manipulação da injeção de combustível.

Uma primeira simulação foi realizada para verificar o comportamento da variável controlada, neste caso a velocidade de rotação, em resposta a variação de carga na forma de um degrau. É importante salientar que, quando este tipo de perturbação é introduzida, o tempo de resposta e as oscilações do sistema estão diretamente relacionados com o valor dos parâmetros do controlador PID. Nesta simulação, os parâmetros do controlador foram escolhidos arbitrariamente, pois o objetivo era verificar se a velocidade de rotação do eixo retornava ao seu valor de referência.

A Figura 27 ilustra a resposta temporal da turbina a gás para reduções de carga na forma de um degrau. Esta figura mostra que com a introdução do sistema de controle, a velocidade de rotação do eixo retorna ao seu valor de referência, 3.600 rpm, diferentemente da situação não controlada, mostrada na Figura 28.

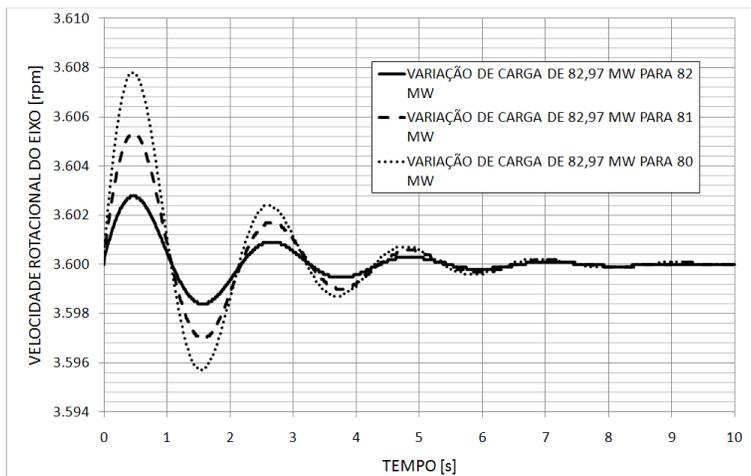


Figura 27 - Respostas da velocidade de rotação do eixo a variações de carga com sistema de controle.

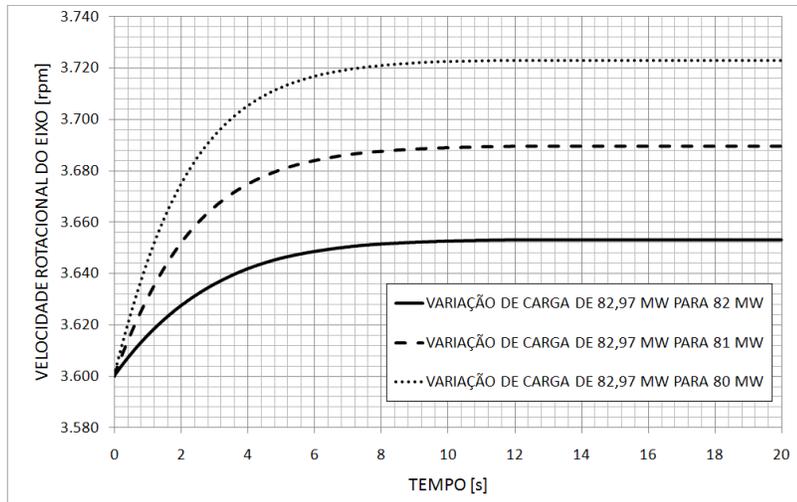


Figura 28 - Variação da velocidade de rotação do eixo para variações de carga sem sistema de controle.

Além do controle de velocidade de rotação, existe o controle da temperatura de entrada da turbina (TIT) através da modificação do ângulo das geometrias variáveis do compressor (VIGVs). Para realizar a modelagem da variação do ângulo das VIGVs, modificações nos mapas de características do compressor são necessárias. Estas modificações influenciam a vazão mássica de ar ingerida pelo compressor, conforme Figura 18. Devido aos elevados valores da temperatura de entrada da turbina a gás, que são impraticáveis para medir diretamente, os fabricantes costumam usar a temperatura de exaustão da turbina a gás e a pressão de descarga do compressor. No entanto, neste estudo, a temperatura de entrada da turbina, que é calculada, é usada diretamente para controlar as VIGVs. A temperatura de entrada da turbina é calculada e comparada com a temperatura de referência. A Figura 29 ilustra o sistema de controle implementado no modelo computacional.

Os ganhos dos controladores, Tabela 6, foram ajustados, manualmente, a partir dos dados de operação da turbina a gás. As entradas do modelo computacional são a temperatura e pressão ambiente e a potência gerada em cada instante de tempo. Observa-se que existe um bloco denominado Limites das VIGVs que representa os limites físicos de abertura das pás móveis do compressor. Vale ressaltar que o momento de inércia do rotor foi estimado em 8.000 kg/m^2 , Rowen [3].

Tabela 6 – Ganhos dos controladores utilizados no modelo.

Ganho	Vazão de combustível	VIGVs
Kp	0,027	0,0001
KI	155,0	0,0000035
KD	0	0,0005

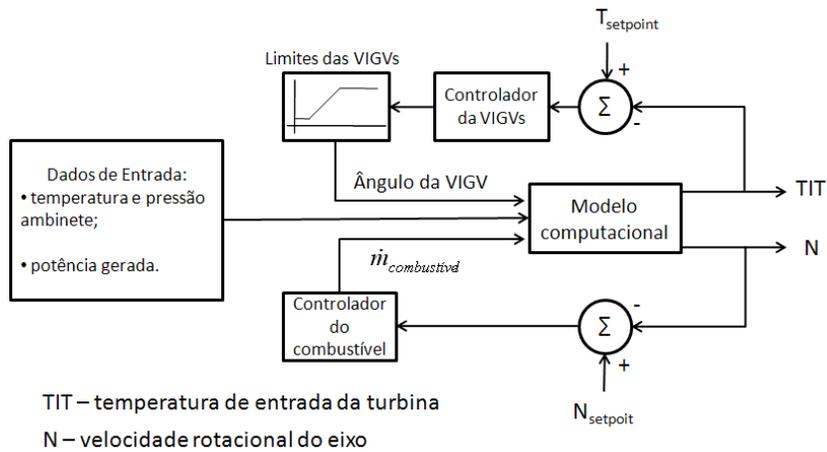


Figura 29 – Diagrama de blocos do sistema de controle implementado.

5.5. Resultados e Discussões

A validação do programa computacional desenvolvido foi realizada a partir dos dados de operação disponibilizados por uma usina termelétrica em operação. Os dados são de grande relevância, pois durante um período de 3600 segundos, existem pontos com forte transitório de potência, onde a velocidade de rotação do eixo aumenta instantaneamente, e pontos onde há variações limites das pás diretoras do compressor, as VIGVs. Portanto, se o modelo for capaz de simular as tendências observadas nos dados fornecidos, o mesmo também terá a capacidade de simular outras condições de funcionamento da máquina em regime transitório controlado. A Figura 30 ilustra o transitório de potência analisado. Observa-se que nos primeiros 500 segundos, a turbina a gás sofre uma brusca variação na potência elétrica gerada, passando de 80% para 35% da potência de projeto em alguns

segundos. Este evento foi caracterizado por um raio na linha de transmissão ligada à usina. Os dados foram coletados durante intervalos de um segundo.

Os dados de entrada para o modelo computacional são: (i) a temperatura ambiente e (ii) a potência gerada pela turbina a gás, esta mostrada na Figura 30. Os resultados avaliados foram a pressão de descarga do compressor, a variação das VIGVs, a vazão de combustível, a temperatura de exaustão da turbina a gás e a velocidade de rotação do eixo. A simulação foi realizada usando-se um intervalo de tempo de 1 segundo.

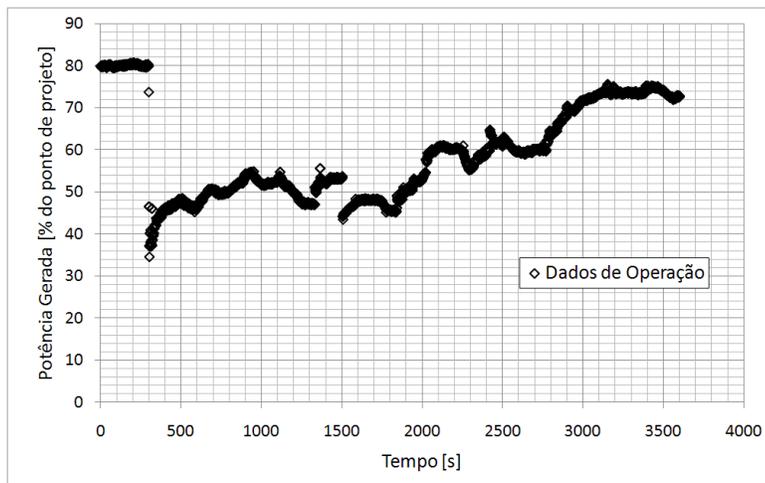


Figura 30 - Transitório de potência – dados de uma turbina a gás em operação.

A Figura 31 mostra a comparação entre os resultados de ângulo das VIGVs obtidos pelo programa computacional e os dados fornecidos pela usina. De acordo com os dados de operação, as VIGVs estão totalmente abertas no início do transitório, significando que a potência gerada nas condições ambientais do dia é a máxima e igual a 65,98 MW. No caso do modelo computacional, a potência máxima para as mesmas condições ambientais é de 71,83 MW. Portanto, as variações encontradas nos resultados do ângulo das VIGVs podem ser consideradas como uma degradação natural da máquina, a qual não está implementada no modelo de cálculo.

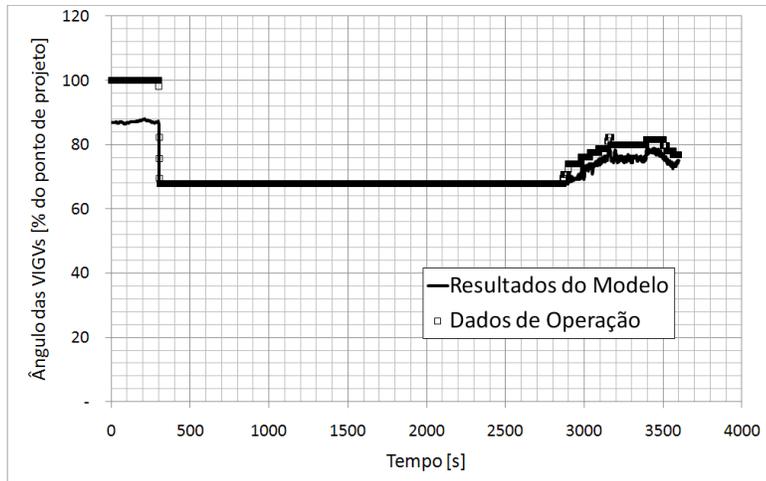


Figura 31 - Comparação entre os resultados de ângulo das VIGVs simulados e os fornecidos pela usina.

A Figura 32 ilustra o período em que as VIGVs começam a abrir até o final do regime transitório. Observa-se que o modelo computacional respondeu com um atraso em relação aos dados de operação. Este atraso pode ser uma consequência da característica do controlador integral, o qual acumula a cada instante o erro referente ao desvio da variável controlada. Outra observação é que os resultados do modelo computacional são oscilatórios, diferentemente dos dados de operação. As oscilações do modelo são características do sistema de controle implementado. Em cada instante, a temperatura de entrada na turbina é comparada com o valor de referência. Como a vazão mássica de combustível oscila durante todo o regime transitório, Figura 34, a temperatura de entrada da turbina também oscilará, gerando um sinal de erro para o controlador, o qual atuará na abertura ou fechamento das VIGVs.

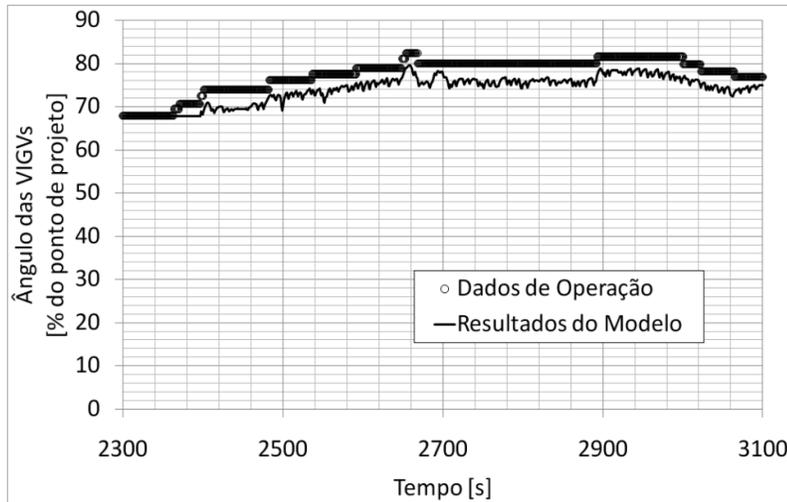


Figura 32 – Comparação entre os resultados de ângulo das VIGVs simulados e os fornecidos pela usina, durante o período transitório.

A Figura 33 mostra o erro percentual entre o ângulo das VIGVs simulado e os dados de operação. Apesar das discrepâncias encontradas, as tendências dos dados simulados estão de acordo com os da turbina a gás simulada. Observa-se, também, que os pontos de fechamento e abertura das VIGVs, calculados pelo modelo, estão de acordo com os dados da usina.

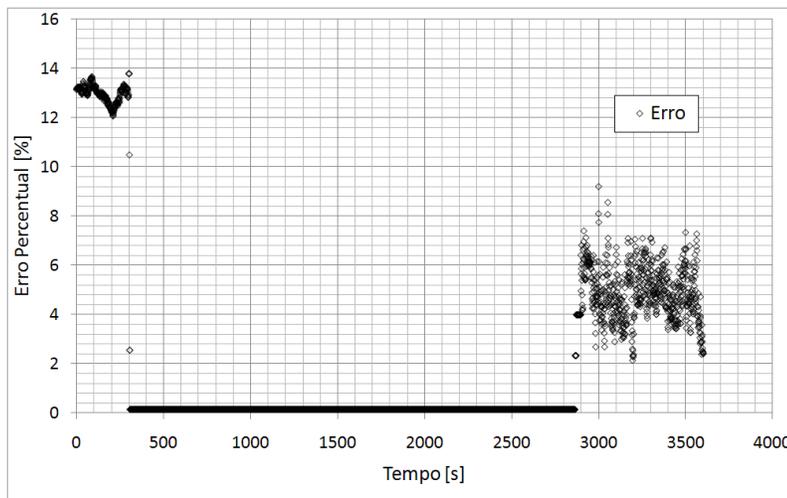


Figura 33 - Erro percentual do ângulo das VIGVs.

A Figura 34 mostra a comparação entre os resultados de vazão de combustível obtidos pelo programa computacional e os dados reais da usina. Observa-se que os resultados do modelo estão de acordo com a tendência dos dados reais, apresentando pequenas discrepâncias no início e no final do regime

transitório. As discrepâncias observadas são decorrentes de degradações que o modelo computacional não simula, da diferença entre a real temperatura de entrada na turbina e a utilizada no modelo e do valor do poder calorífico do combustível.

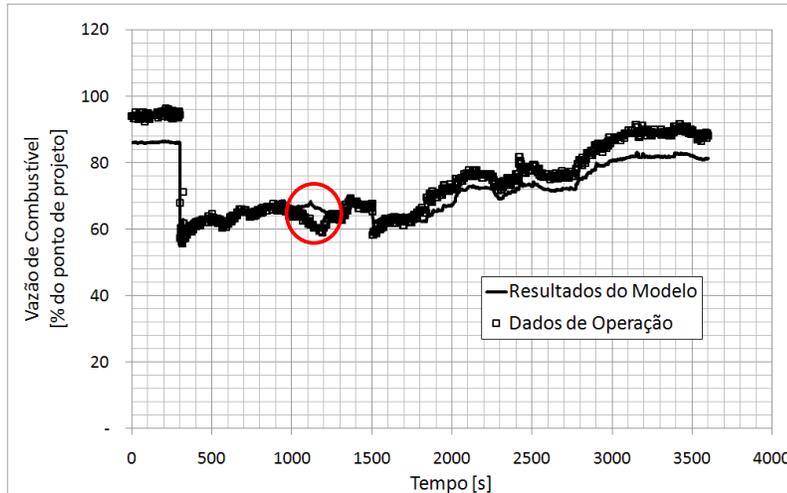


Figura 34 - Comparação entre os resultados de vazão de combustível simulados e os dados fornecidos pela usina.

Observa-se, na Figura 34, que existe uma única região, assinalado com um círculo vermelho, em que os resultados do modelo estão em sentido oposto aos dados de operação do motor. Para explicar a origem de tal discrepância, é necessário compararmos os resultados da vazão mássica de combustível juntamente com os da potência gerada, uma vez que a potência gerada pela turbina a gás é função da vazão mássica de combustível e a tendência do transitório destes parâmetros é a mesma. A Figura 35 ilustra esta comparação. Observa-se que os resultados do modelo seguem a mesma tendência do que os valores de potência gerada, o que é o esperado. Por outro lado, os dados de operação estão em sentido contrário, enquanto a potência está diminuindo, a vazão mássica de combustível está aumentando. Estas discrepâncias são explicadas pela incerteza e imprecisão da instrumentação utilizada na usina.

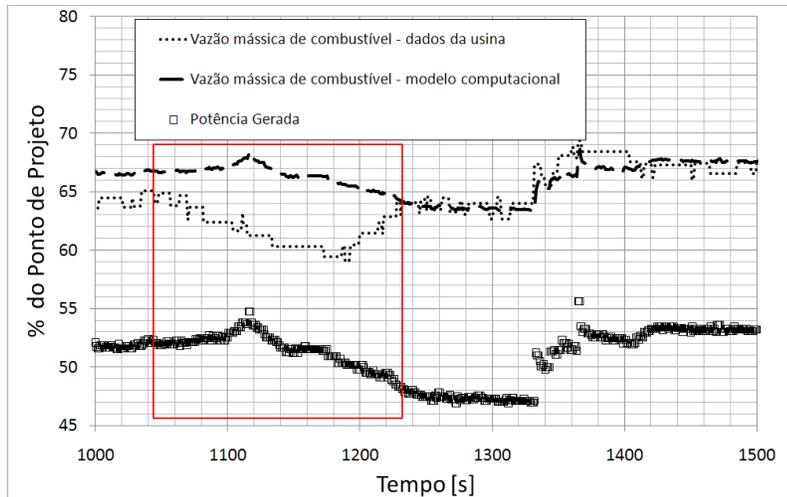


Figura 35 – Comparação entre os resultados do modelo e os dados de operação da turbina a gás no período de discrepância, referente a vazão mássica de combustível.

A Figura 36 mostra uma janela de análise mais reduzida em relação à Figura 34. O modelo simulou condições de rampa e extremos instantâneos de forma adequada.

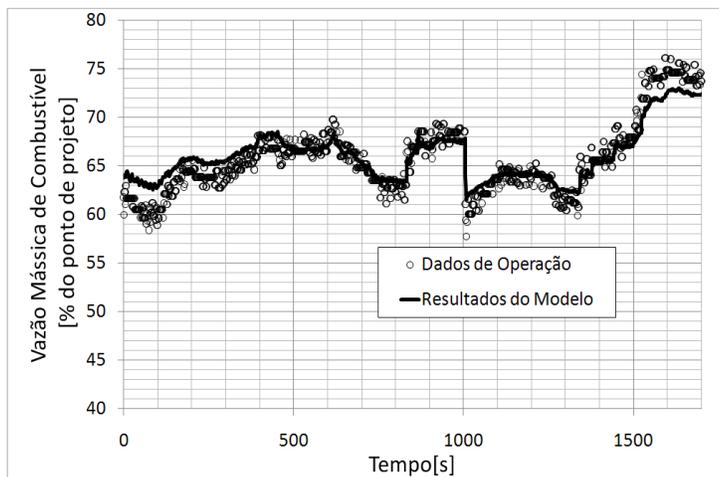


Figura 36 – Oscilações capturadas pelo modelo computacional, referente a vazão mássica de combustível.

A Figura 37 mostra o erro percentual entre a vazão de combustível simulada e os dados de campo. Observa-se que grande parte dos resultados (85% dos casos) tem erro inferior a 6%. Esta discrepância pode ser explicada pela incerteza que existe entre a temperatura de entrada na turbina a gás (T_3 na Figura 23) assumida

no modelo computacional e os dados reais de projeto da máquina. Geralmente, esta informação não é disponibilizada pelos fabricantes.

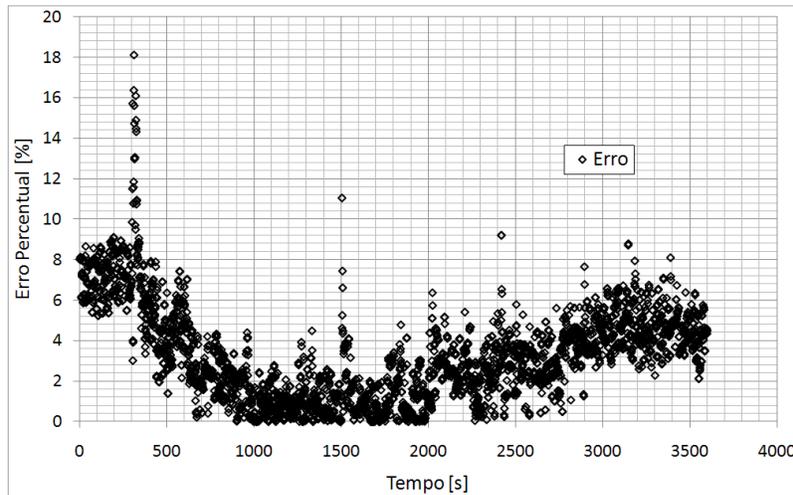


Figura 37 - Erro percentual da vazão de combustível.

A Figura 38 mostra a comparação entre os resultados de pressão de descarga do compressor obtidos pelo programa computacional e os dados reais da UTE. Observa-se que apesar da discrepância ser maior do que as da vazão de combustível, os resultados do modelo estão de acordo com a tendência dos dados de campo. Na Figura 39 um período do regime transitório foi ilustrado com a finalidade de se observar as oscilações capturadas pelo modelo computacional. Apesar das discrepâncias, o modelo simulou as oscilações dos dados de operação do motor.

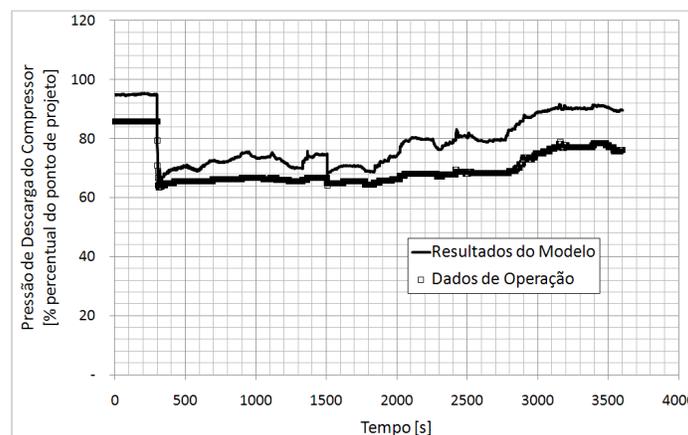


Figura 38 - Comparação entre os resultados de pressão de descarga do compressor simulados e os dados fornecidos pela usina.

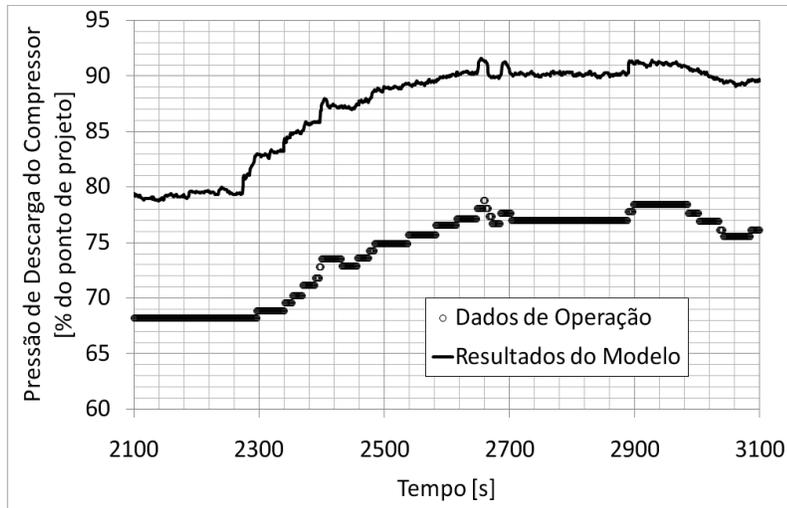


Figura 39 – Oscilações capturadas pelo modelo computacional, referente à pressão de descarga do compressor.

A Figura 40 mostra o erro percentual entre a pressão de descarga do compressor simulada e os dados operacionais. Esta variação pode ser explicada pelo fato da operação fora do ponto de projeto da turbina a gás, e, conseqüentemente, do regime transiente, ser fortemente dependente das características, ou mapas, do compressor e da turbina. Estes mapas são levantados durante o período de projeto dos equipamentos, não sendo disponibilizados pelos fabricantes. Para fins de simulação, usualmente são utilizados mapas conhecidos, disponíveis na literatura, de outros compressores e turbinas, diferentes do componente que compõe a turbina a gás sob análise.

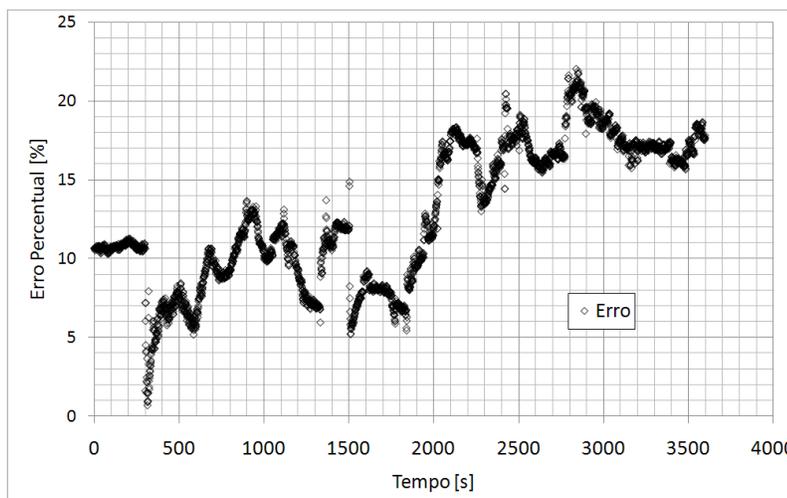


Figura 40 - Erro percentual da pressão de descarga do compressor.

A Figura 41 mostra a comparação entre os resultados de temperatura de exaustão da turbina a gás obtidos pelo programa computacional e os dados da usina. Observa-se que a tendência dos resultados do modelo computacional está de acordo com os da usina, comportamento já apresentado pelos parâmetros anteriormente mostrados.

A Figura 42 ilustra o erro percentual entre os resultados do modelo e os dados de operação da turbina a gás simulada. Ressaltando que a maioria dos resultados simulados possui erros inferiores a 4%.

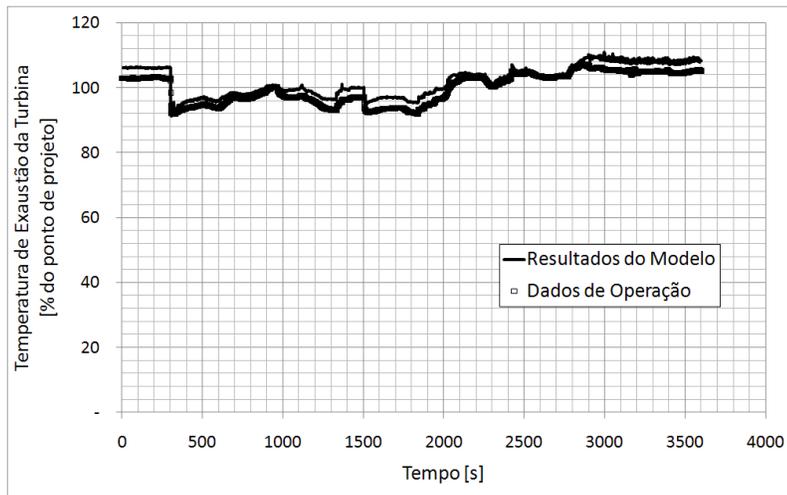


Figura 41 - Comparação entre os resultados de temperatura de exaustão simulados e os dados fornecidos pela usina.

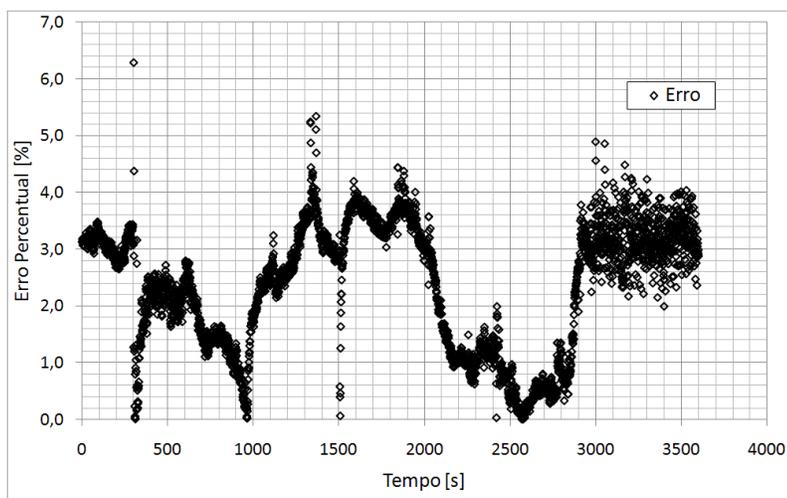


Figura 42 - Erro percentual da temperatura de exaustão da turbina a gás.

A Figura 43 ilustra uma janela de resultados mais reduzida em relação à Figura 41. Observa-se que o modelo computacional foi capaz de capturar as oscilações dos dados de operação da turbina a gás, desde rampa até pequenos picos pontuais.

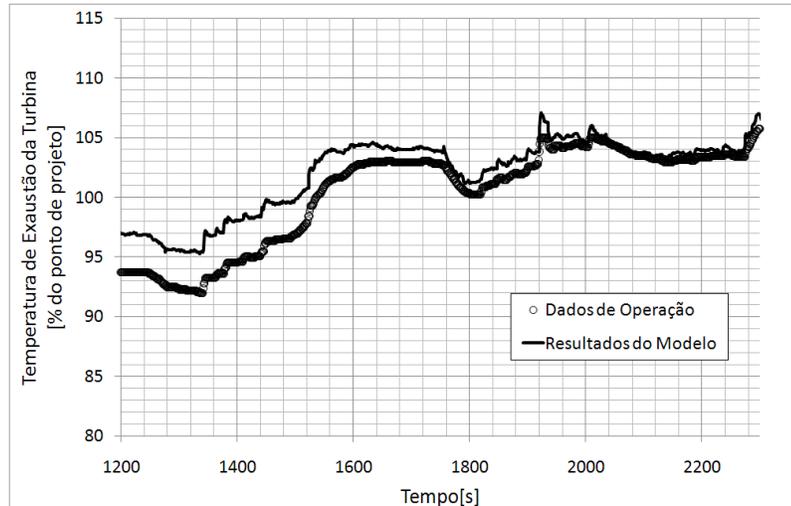


Figura 43 – Temperatura de exaustão da turbina a gás.

Por fim, na Figura 44 a comparação entre os resultados da velocidade de rotação do eixo da turbina a gás obtidos pelo programa computacional e os dados da usina. Novamente, observa-se que a tendência dos resultados do modelo computacional está de acordo com os dados de operação da turbina a gás. As variações instantâneas que ocorrem durante súbitas variações de carga são simuladas pelo modelo. Vale a pena ressaltar que o momento de inércia do rotor, estipulado no modelo, é um fator que pode gerar as discrepâncias observadas. Ao longo das simulações, o momento de inércia foi variado. Quando o valor é pequeno, menor que 3.000 kg/m^2 , por exemplo, qualquer perturbação no sistema acarreta em variações na velocidade de rotação do eixo. Por outro lado, quando o valor do momento de inércia é elevado, acima de 10.000 kg/m^2 , as oscilações são observadas com menos frequência e o tempo para a velocidade de rotação voltar ao valor de origem é maior.

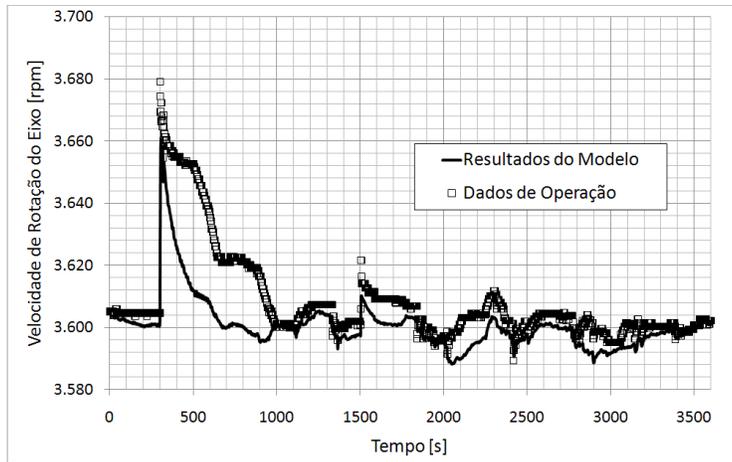


Figura 44 - Comparação entre os resultados de velocidade de rotação do eixo simulados e os dados fornecidos pela usina.

Na Figura 45 observa-se que os resultados do modelo computacional oscilam mais do que os dados de operação da máquina. Analisando os dados de operação, nota-se que o valor de referência da rotação varia ao longo do tempo (valores constantes ao longo do tempo). Esta estratégia é usada para minimizar as oscilações do sistema. Em contrapartida, o modelo computacional usa um valor de referência fixo de 3.600 rpm.

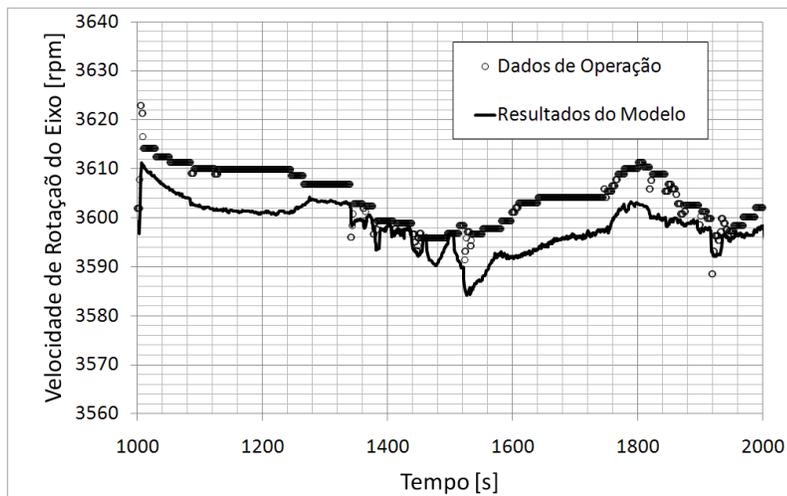


Figura 45 - Visualização das oscilações capturadas pelo modelo computacional, referente à velocidade de rotação do eixo.

A Figura 46 ilustra o erro percentual entre os resultados do modelo e os dados da usina. Observa-se que a maioria dos dados simulados possui erros inferiores a 1,2%.

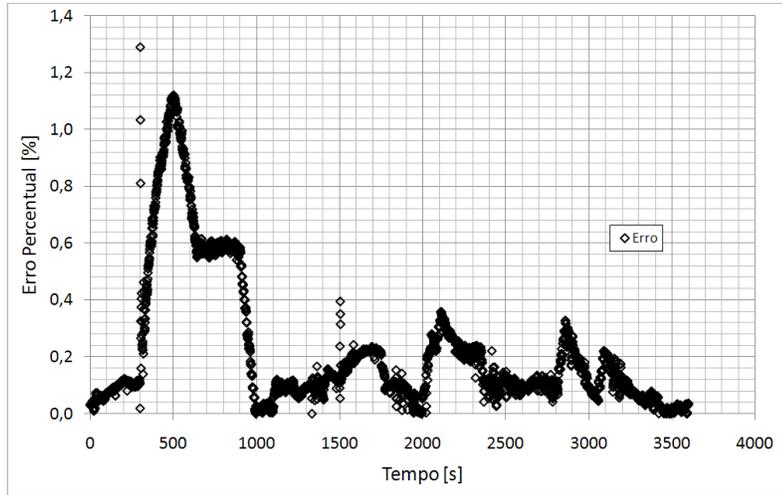


Figura 46 - Erro percentual da velocidade de rotação do eixo da turbina a gás.