



**SNPTEE
SEMINÁRIO NACIONAL
DE PRODUÇÃO E
TRANSMISSÃO DE
ENERGIA ELÉTRICA**

GAT - 09
16 a 21 Outubro de 2005
Curitiba - Paraná

**GRUPO IV
GRUPO DE ESTUDO DE ANÁLISE E TÉCNICAS DE SISTEMAS DE POTÊNCIA - GAT**

**SIMULAÇÕES E ANÁLISE DA ESTABILIDADE TRANSITÓRIA EM TURBINAS A GÁS AERODERIVATIVAS
OPERANDO EM CICLO COMBINADO**

**Pedro Paulo C. Mendes * (1) Cláudio Ferreira (1) Juliana R. P. da Silva (1) Alessandro F. A. Dutra (1)
Deyvid L. S. Marques (1) Luiz Edmundo S. Ferreira (2) Mário F. Ellis (2) William A. Carneiro (3)**

(1) UNIFEI (2) FURNAS (3) CPFL

RESUMO

Este artigo apresenta as principais características e configurações das turbinas a gás aeroderivativas, descrevendo os modelos propostos para análise de estabilidade dinâmica de sistemas elétricos. São considerados os principais modelos para a operação em ciclo combinado. No trabalho são mostrados resultados de simulações de perturbações em sistemas de potência, compostos por unidades aeroderivativas em ciclo combinado, destacando as influências de seus principais elementos componentes no comportamento dinâmico do sistema.

PALAVRAS-CHAVE

Estabilidade de Sistemas, Ciclo Combinado, Turbinas a Gás Aeroderivativas, Caldeiras de Recuperação.

1.0 - INTRODUÇÃO

O constante crescimento do consumo de energia elétrica no mundo atual, associado à dificuldade de obtenção de recursos e aproveitamentos hidrelétricos, cada vez mais remotos, tem dado origem à necessidade de soluções alternativas como a consideração de energia de origem térmica, eólica, nuclear, dentre outras. O Brasil recentemente se encontrou em uma situação de déficit energético, que evidenciou a necessidade de se aumentar a capacidade de geração instalada no país. Uma das alternativas viáveis para complementar o parque gerador brasileiro é o emprego de centrais térmicas, as quais se apresentam na forma de turbinas a vapor, turbinas a gás e no ciclo combinado gás-vapor.

O presente trabalho apresenta o desenvolvimento e a análise de diversos modelos matemáticos de turbinas térmicas a gás, do tipo aeroderivativa, operando em ciclo combinado gás-vapor. Estes modelos são incorporados em estudos de estabilidade dinâmica de sistemas elétricos de potência, onde, através de simulações, são destacadas as principais influências dos elementos componentes do ciclo.

2.0 - TURBINAS A GÁS

Uma central térmica a gás consiste basicamente de um compressor, de uma câmara de combustão e da turbina propriamente dita. Existem também outras configurações onde estão presentes diversos elementos compressores e diversos estágios de turbina em eixos múltiplos. Tais modelos são discutidos a seguir.

A turbina a gás de eixo único aciona o compressor e o gerador. Seu funcionamento básico consiste em comprimir o ar proveniente da entrada em um compressor, o qual entra na câmara de combustão onde interage com o combustível sofrendo combustão e aumentando a temperatura da massa de ar, que no último estágio entra na turbina a gás sofrendo expansão e gerando trabalho mecânico no eixo. É importante ressaltar que parte da potência produzida pela turbina é fornecida ao compressor e o restante se destina à potência útil de eixo.

Outro aspecto importante da turbina está relacionado com o sistema de controle. Este é responsável pelo correto funcionamento da máquina e tem como principais malhas: a de controle de temperatura, a de velocidade, a de aceleração e o controlador IGV. O controle de velocidade tem a função de manter a rotação da turbina dentro dos limites permitidos. Este atua sobre as válvulas de admissão GV, aumentando ou reduzindo o fluxo de combustível. O controle de temperatura tem a função de manter a temperatura da turbina em níveis aceitáveis quando ocorre um aumento na demanda de potência. Esta temperatura deve ser restringida quando alcançar o limite máximo do material usado na turbina. O controle de aceleração é utilizado durante a partida da turbina para limitar a taxa de aceleração do rotor, diminuindo desta forma o estresse térmico. Em operação normal este controle reduz a vazão de combustível e limita a tendência de sobre-velocidade na eventualidade de uma rejeição de carga. A representação do controle denominado IGV pode ser desprezada quando a turbina a gás opera em ciclo aberto, mas é fundamental na operação em ciclo combinado.

As turbinas aeroderivativas apresentam configurações com um ou vários eixos, com turbina livre e gerador de gás. A vantagem da configuração com turbina livre e gerador de gás é que este último está unido à turbina livre por um acoplamento aerodinâmico e assim os esforços mecânicos na turbina livre não são absorvidos pelo gerador de gás. Além disso, o gerador de gás pode ter rotações diferentes da turbina livre, proporcionando maior eficiência. A figura 1 representa as configurações ditas tradicionais, ou seja: (a) com *spool* simples e turbina de potência e (b) com *spool* duplo e turbina de potência. A turbina de potência corresponde à turbina livre, que aciona o gerador. Além delas existem as configurações avançadas, com dois ou três *spools*. Estas são representadas na figura 2.

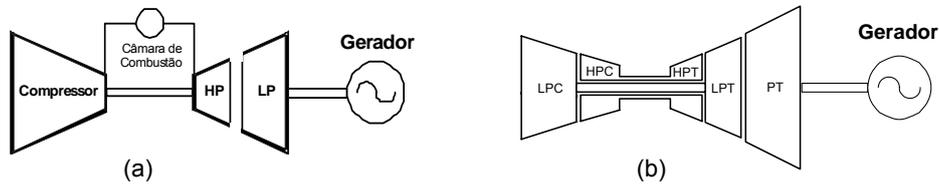


FIGURA 1 – Turbinas aeroderivativas tradicionais.

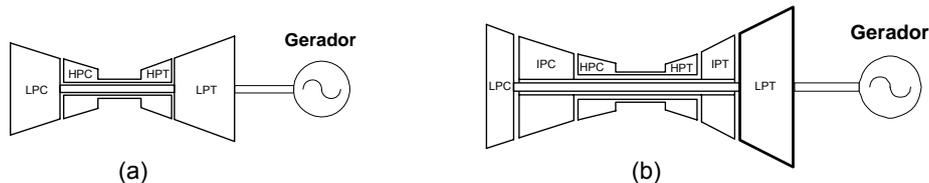


FIGURA 2 – Turbinas aeroderivativas avançadas.

A modelagem matemática completa de uma turbina a gás aeroderivativa é apresentada na figura 3. O controle de velocidade é feito pelo regulador de velocidade. Dependendo da escolha de parâmetros, o regulador pode operar no modo com queda ou no modo isócrono. A função $f1$, observada na figura 3, fornece a temperatura de exaustão da turbina a gás. Esta sofre a influência da variação de velocidade, da vazão de combustível e da temperatura de referência. A medida da temperatura de exaustão sofre atrasos decorrentes do termopar (τ_3) e do protetor contra a radiação (τ_1 e τ_2). O atraso causado na medida da temperatura determina o *overshoot* ocasionado quando submetido a uma rápida variação na temperatura. Para compensar este atraso e minimizar o *overshoot*, o circuito de controle monitora a taxa de variação do sinal de temperatura. O controle de aceleração nada mais é que um limitador de variação impedindo o disparo da turbina. O seletor de valor mínimo compara as três entradas (regulador de velocidade, controle de temperatura, controle de aceleração) sendo sua saída a menor das três. A transferência de um tipo de controle para outro é feita sem atraso ou impacto. A saída do bloco seletor de valor mínimo é comparada com os valores máximos e mínimos. O valor máximo funciona como um *back-up* para o controle de temperatura e não é encontrado em operação normal. O valor mínimo é mais importante dinamicamente, pois o limite mínimo é escolhido para manter o fluxo de combustível adequado para assegurar a chama. Após o limitador define-se o sinal V_{CE} , que corresponde ao sinal de demanda do combustível. O sinal V_{CE} comanda a mistura ar – combustível na câmara de combustão da turbina a gás. O fluxo de gás resultante sofre a influência das constantes de tempo do sistema de combustível e do gerador de gás. A potência mecânica da turbina a gás é função da variável E_g e da rotação do eixo (W_u). Este comportamento é expresso pela expressão $f2$.

No desenvolvimento dos modelos matemáticos das turbinas aeroderivativas [1,2] tomou-se como base o modelo proposto por Rowen [3,4], referente às turbinas do tipo *Heavy-Duty*. As diferenças básicas consistem: na inclusão do bloco representativo do gerador de gás e na função $f2$ que determina a potência mecânica gerada.

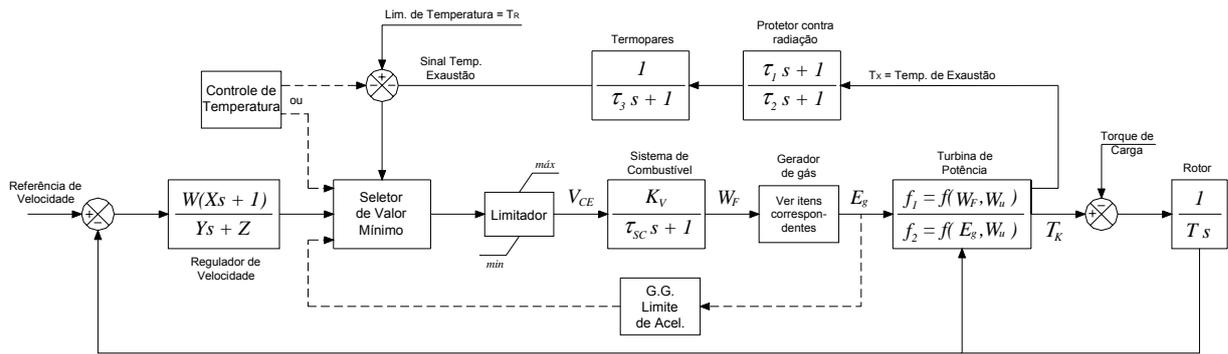


FIGURA 3 - Modelagem matemática completa de uma turbina a gás aeroderivativa.

Gerador de Gás

Para as turbinas aeroderivativas existem geradores de gás com configurações distintas, tradicionais e avançadas. Alguns modelos matemáticos simplificados para os mesmos são representados nas figuras 4 e 5.



Figura 4 – Turbinas aeroderivativas tradicionais: (a) Spool simples e turbina livre e (b) Dois spools e turbina livre.

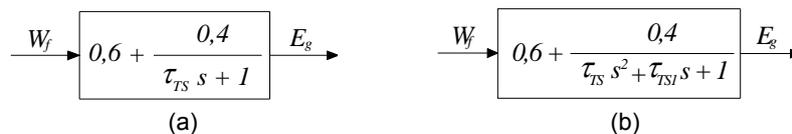


FIGURA 5 – Turbinas aeroderivativas avançadas: (a) Dois spools e (b) Três spools.

Nos modelos de gerador de gás das figuras 4 e 5 podem ser considerados os seguintes valores típicos para as constantes de tempo: $\tau_{SS} = 0,8$ s; $\tau_{TS} = 2,0$ s e $\tau_{TS1} = 3,3$ s. A variável E_g corresponde ao fluxo de massa produzido pelo gerador de gás.

Funções Algébricas

As funções algébricas representativas das malhas de torque e temperatura consideram suas relações com as variáveis de rotação e de fluxo de combustível.

- Turbinas a Gás Aeroderivativas Tradicionais

$$\begin{aligned} f_2 &= \text{Torque} = 0,25 + 1,75 E_g - 0,4 W_u - 0,6 E_g W_u \\ f_1 &= \text{Temperatura de Exaustão} \\ f_1 &= T_R - 340 (1 - W_F) + 300 (1 - W_u) \end{aligned}$$

- Turbinas a Gás Aeroderivativas Avançadas

$$\begin{aligned} f_2 &= \text{Torque} = 1,28 (E_g - 0,22) + 0,5 (1,0 - W_u) \\ f_1 &= \text{Temperatura de Exaustão} \\ f_1 &= T_R - 85 (1 - W_F) + 300 (1 - W_u) \end{aligned}$$

O tempo de resposta do gerador de gás é usualmente não-linear. Quando da operação em baixas rotações o mesmo levará mais tempo para incrementar a sua rotação do que na condição de operação com rotação mais elevada. Portanto, um aumento de carga, quando a turbina estiver com baixo carregamento, apresenta um tempo de recuperação maior do que com alto carregamento. As turbinas de eixo duplo podem apresentar um considerável acúmulo de energia no acoplamento aerodinâmico entre o gerador de gás e a turbina de potência. Durante um acréscimo de carga o acoplamento leva um tempo para alcançar o novo nível de temperatura e pressão e, durante um decréscimo de carga a energia acumulada no acoplamento deve ser reduzida antes da obtenção do novo torque. A constante de tempo do gerador de gás e a capacidade de acúmulo de energia afetam desfavoravelmente o comportamento transitório da turbina de eixo duplo, frente à turbina de eixo simples.

3.0 - TURBINAS A VAPOR

No ciclo a vapor, em uma instalação em ciclo combinado, são considerados como componentes principais: a caldeira de recuperação, a turbina e o condensador. Seu princípio de funcionamento consiste no aquecimento da água na caldeira até alcançar o estado de vapor. O vapor com alta pressão e temperatura é expandido na turbina produzindo conjugado no eixo. Após passar pela turbina, resfria-se o vapor através do condensador. A água obtida é enviada à caldeira, fechando o ciclo. Para uma melhor eficiência termodinâmica da central térmica, a turbina a vapor pode ter vários estágios de pressão. Outro modo de aumentar a eficiência é fazer com que o vapor retorne à caldeira após ser expandido na turbina. Isto faz com que a temperatura do estágio de pressão inferior aumente, sendo este procedimento chamado de reaquecimento.

Quanto ao controle, as turbinas a vapor na operação em ciclo combinado apresentam duas modalidades: elas podem seguir diretamente as ações de controle exercidas pelas turbinas a gás, procedimento denominado “turbina segue”, ou podem possuir controle de velocidade próprio, tipo “caldeira segue”. Este controle pode ser tanto total como parcial, sendo que neste último caso o regulador de velocidade da turbina a vapor atua até um determinado ponto e a partir deste o controle passa a ser exercido pela turbina a gás. A modalidade turbina segue é a mais comum na operação em ciclo combinado, sendo por este motivo aqui considerada.

3.1 Turbina a vapor sem reaquecimento

As figuras 6 e 7 apresentam, respectivamente, um diagrama esquemático e outro de blocos para a turbina a vapor sem reaquecimento. A constante de tempo associada à câmara de vapor (T_{CH}) tem grande influência na característica dinâmica da turbina, que apresenta respostas rápidas. Esta constante de tempo tem valores típicos da ordem de 0,2 a 0,5 s.

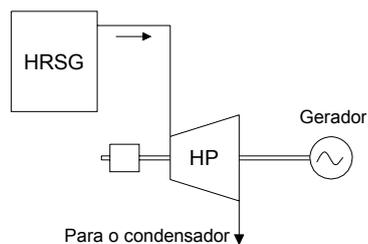


FIGURA 6 – Configuração sem reaquecimento.

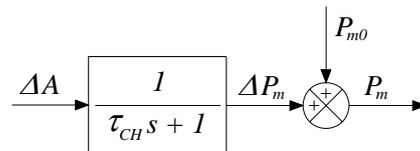


FIGURA 7 – Modelagem matemática.

3.2 Turbina a vapor com reaquecimento.

Para um melhor rendimento termodinâmico, o reaquecedor é acrescentado conforme mostra a figura 8. Com o reaquecimento surge o estágio de pressão intermediária. A modelagem matemática da configuração com reaquecimento é mostrada na figura 9. A constante de tempo associada à câmara de vapor (T_{CH}) permanece e acrescenta-se a constante de tempo do *crossover piping* (T_{CO}), sendo esta a tubulação que liga o estágio de pressão intermediária ao estágio de baixa pressão. O reaquecimento é representado por uma constante de tempo (T_{RH}) muito maior do que as outras. A constante de tempo T_{CO} assume valores da ordem de 0,3 a 0,5 s, enquanto que a constante de tempo T_{RH} apresenta valores típicos entre 4 e 11 s. Na figura 9 são mostrados também os fatores de participação, na potência mecânica, dos diversos estágios de pressão da turbina. Valores típicos para os mesmos são: $F_{HP} = 0,3$; $F_{IP} = 0,4$ e $F_{LP} = 0,3$.

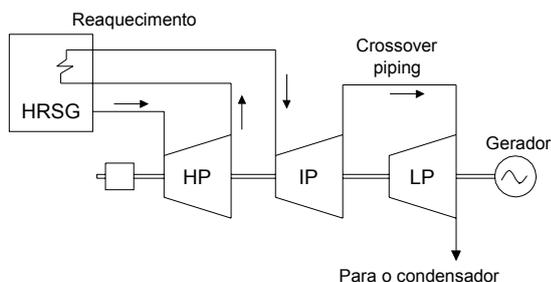


FIGURA 8 – Configuração com reaquecimento.

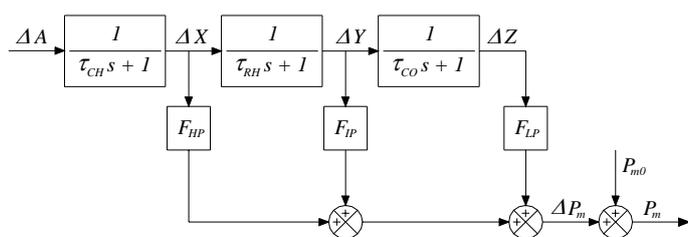


FIGURA 9 – Modelagem matemática.

4.0 - CALDEIRAS DE RECUPERAÇÃO (HRSG)

De uma forma geral e usual, as centrais termelétricas em ciclo combinado são compostas por uma ou mais turbinas a gás e uma turbina a vapor, sendo que cada turbina aciona um gerador próprio. Os gases de exaustão das turbinas a gás são direcionados para uma ou mais caldeiras de recuperação (HRSG), de onde se obtém vapor, que pode ser gerado em diversos níveis de pressão e temperatura, dependendo da configuração considerada. Este vapor gerado pela HRSG é utilizado tanto para alimentar a turbina a vapor na produção de energia elétrica, assim como para inúmeras aplicações de finalidades industriais, cogeração, entre outras.

Na caldeira de recuperação pode haver um, dois ou três níveis de pressão. Na maioria das configurações em ciclo combinado, o vapor é gerado em vários níveis de pressão com o intuito de otimizar e melhorar o desempenho do processo. O tipo usual de HRSG utilizada em ciclo combinado é o que não considera queima suplementar. Apesar de apresentar uma estrutura diferente, a caldeira de recuperação possui uma série de elementos que executam a mesma função da caldeira convencional utilizada na central térmica a vapor. Alguns destes elementos são: superaquecedor, economizador, reauecedor, desaerador, bomba de circulação, dentre outros.

Inspeções nos processos físicos revelam que a resposta da potência mecânica da turbina a vapor segue as mudanças da energia dos gases de exaustão da turbina a gás com basicamente duas constantes de tempo. Estas constantes de tempo correspondem ao atraso causado pela transferência de calor no tubo de metal, que é da ordem de 5 segundos, e o atraso referente ao armazenamento de vapor que é da ordem de 20 segundos.

A contribuição total de potência mecânica referente às condições com caldeiras de pressão de dois níveis de vapor pode ser aproximada, de forma satisfatória, pelo modelo com duas constantes de tempo. A figura 10 apresenta um modelo de segunda ordem relativo à caldeira de recuperação.

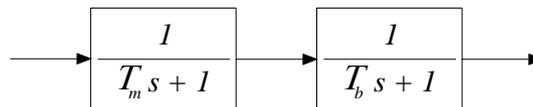


FIGURA 10 – Diagrama de blocos da caldeira de recuperação.

Na figura 10 tem-se: T_m = constante de tempo referente à transferência de calor e T_b = constante de tempo referente ao acúmulo de vapor. A produção de vapor devido ao fluxo de massa da turbina a gás tem influência dinâmica sobre o sinal que controla a rotação da turbina.

5.0 - CICLO COMBINADO

As centrais térmicas a gás e a vapor possuem uma eficiência baixa da ordem de 35%. No entanto, um grande salto tecnológico pode ser obtido com a consideração de turbinas a gás em ciclo combinado, onde a eficiência alcança valores de até 60%. As centrais térmicas a ciclo combinado são formadas por turbinas a gás e a vapor. Estas são acopladas através da caldeira de recuperação, que nada mais é do que um recuperador de calor que aproveita a energia térmica dos gases quentes provenientes da exaustão das turbinas a gás e o transfere à água com o intuito de gerar vapor que será utilizado na turbina a vapor.

Os sistemas de controle de velocidade, de temperatura e de aceleração da turbina a gás, na operação em ciclo combinado, são os mesmos da operação em ciclo aberto [5,6]. Devido à necessidade de se manter a temperatura de exaustão dos gases da turbina a gás na condição nominal, na operação em ciclo combinado o controle IGV tem fundamental importância. O *Inlet Guide Vane* – IGV consiste em palhetas móveis localizadas na saída do compressor, que através de seu sistema de controle permite variar a temperatura de exaustão da turbina, alterando a quantidade de fluxo de ar que entra na câmara de combustão. Por meio deste controle é possível salvaguardar a eficiência da turbina nas mais diversas condições operativas, bem como manter elevadas temperaturas de exaustão, mesmo em condições de carga leve. Na verdade, o IGV tem a função de manter constante a razão ar / combustível para que a temperatura de exaustão da turbina a gás mantenha-se constante. A função f_3 , apresentada na figura 12, depende da atuação do IGV e tem a seguinte forma:

$$f_3 = (L_{IGV})^{0,257}$$

O ciclo combinado pode apresentar diversas configurações em termos de número de unidades a gás e a vapor. Um diagrama esquemático simplificado é apresentado na figura 11, onde são consideradas duas turbinas a gás que alimentam duas caldeiras de recuperação, e estas geram vapor para uma turbina a vapor. Cada turbina a gás e a turbina a vapor têm geradores próprios. Um modelo matemático correspondente, através de diagramas de blocos, é apresentado na figura 12. Neste podem ser observados os diversos elementos de controle das turbinas a gás (velocidade, temperatura, aceleração e IGV), bem como o modelo de segunda ordem representativo de cada caldeira de recuperação, além da turbina a vapor com três estágios de pressão. Deve-se observar, ainda, que a turbina a vapor segue as ações de controle das turbinas a gás.

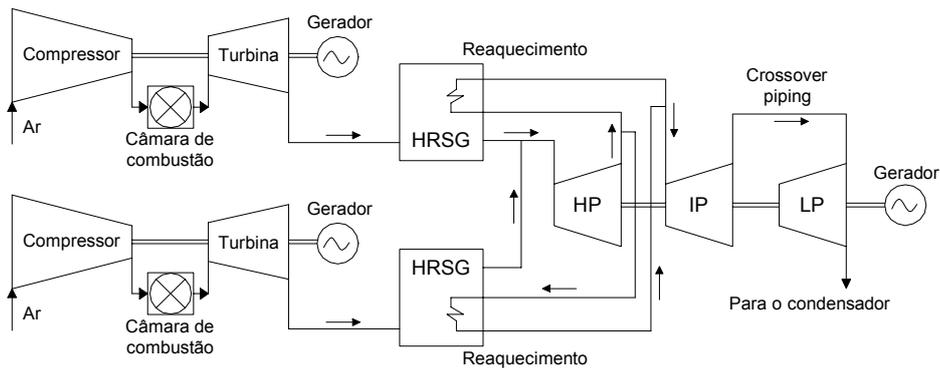


FIGURA 11 – Esquema da configuração do ciclo combinado.

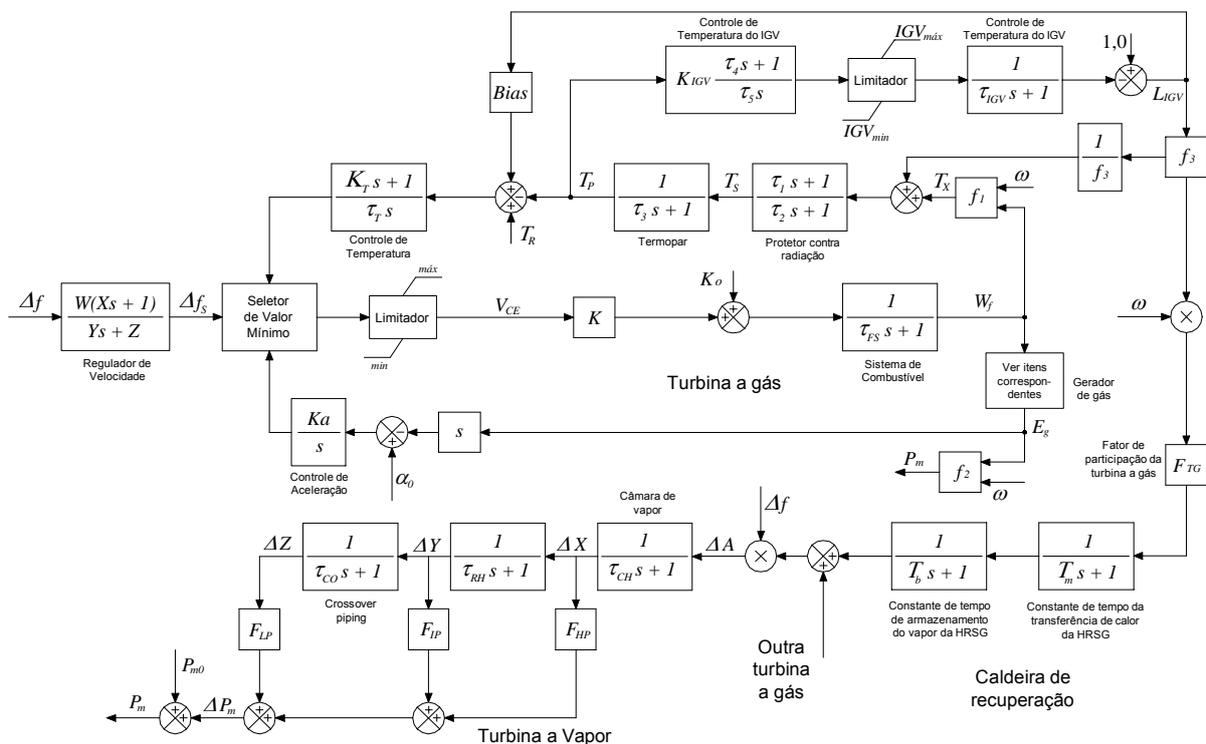


FIGURA 12 – Modelagem matemática do ciclo combinado (2 TGs, 2 HRSGs, 1 TV).

6.0 - SIMULAÇÕES

Em seguida são consideradas algumas simulações com o objetivo de avaliar o comportamento dinâmico das turbinas a gás aeroderivativas operando em ciclo combinado. Tais turbinas são representadas através dos modelos desenvolvidos ao longo deste trabalho. As análises consideram dois sistemas: o primeiro, um sistema radial simples e o segundo um sistema com 49 barras e 6 usinas, denominado SBB. Como perturbações são admitidas: uma elevação de carga de 5% (sistema radial), a saída súbita de uma unidade geradora a gás do ciclo combinado e um curto-circuito trifásico ocorrendo próximo desta central geradora (sistema SBB). As simulações do sistema radial foram realizadas através do software *Matlab* e da *toolbox Simulink* e as do sistema multimáquinas com os programas *Anarede* e *Anatem* do CEPEL.

A figura 13 apresenta algumas respostas da simulação feita no sistema radial com turbinas a gás aeroderivativas de três *spools*, para uma elevação de carga de 5%. Observa-se que a potência mecânica da turbina a gás sofre rápida elevação (figura 13a), devido ao acréscimo súbito de carga no sistema. Também a temperatura de exaustão da TG tem uma elevação inicial, devido ao incremento na relação combustível/ar na câmara de combustão, no entanto, através da ação do IGV, a mesma retorna posteriormente a valores próximos dos nominais de operação (figura 13b). Em função do acréscimo de potência nas TGs a turbina a vapor também

apresenta uma elevação em sua potência mecânica, só que de forma mais lenta (figura 13c), devido às elevadas constantes de tempo verificadas nas caldeiras de recuperação ($T_m = 5$ s e $T_b = 20$ s).

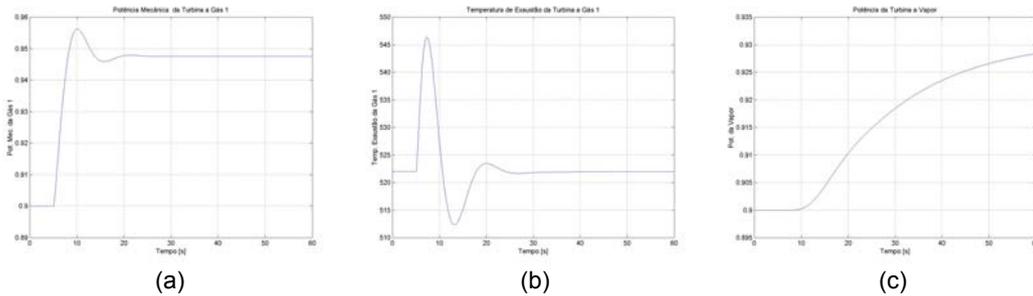


FIGURA 13 – (a) Potência mecânica da TG, (b) Temperatura de exaustão da TG e (c) Potência mecânica da TV.

A figura 14 apresenta resultados da simulação do sistema SBB, para a condição de rejeição de uma unidade a gás do ciclo combinado. São admitidas três condições diferentes de resposta para as caldeiras de recuperação: rápida, tradicional e lenta. As mesmas são expressas através das constantes de tempo T_m e T_b .

■ $T_m = 2[s]$ e $T_b = 10[s]$ ■ $T_m = 5[s]$ e $T_b = 20[s]$ ■ $T_m = 10[s]$ e $T_b = 50[s]$

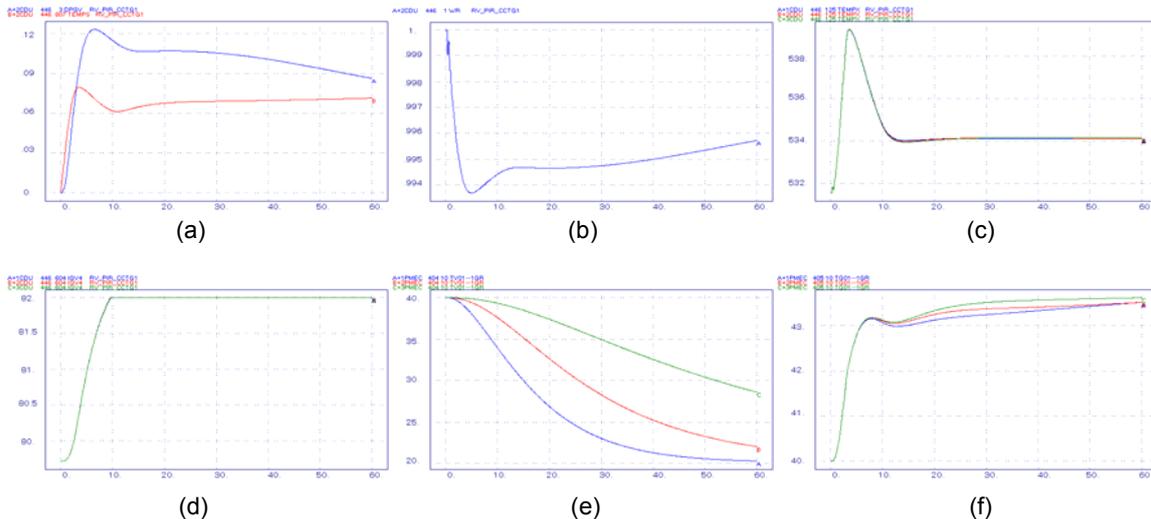


FIGURA 14 – (a) Seletor de valor mínimo, (b) Rotação da unidade a gás remanescente, (c) Temperatura de exaustão, (d) IGV, (e) Potência mecânica da TV, (f) Potência mecânica da unidade a gás remanescente.

A figura 14a mostra a ação dos controladores da TG, admitindo o caso tradicional das HRSGs. Nesta condição pode-se observar que o controle de velocidade é preponderante nos instantes iniciais pós-distúrbio, no entanto o controle de temperatura logo assume a responsabilidade, permanecendo assim durante a maior parte do tempo. A figura 14b traz a rotação da TG remanescente, havendo redução na mesma, devido à rejeição ocorrida. As figuras 14c a 14f mostram resultados de simulações considerando os três tipos de resposta das HRSGs. Observa-se uma rápida elevação na temperatura de exaustão da TG remanescente (figura 14c), logo após a rejeição. A mesma é controlada, em seguida, pela ação do controlador IGV. Este promove abertura nas pás móveis do compressor, determinando redução na relação combustível/ar na câmara de combustão (figura 14d), o que torna a mistura mais pobre, causando redução na temperatura de exaustão da TG.

A potência mecânica da turbina a vapor depende de três fatores: da rejeição de uma das TGs, do acréscimo de geração da TG remanescente e do tempo de resposta da caldeira de recuperação. A figura 14e mostra o comportamento desta potência. Nela pode-se observar que, no caso das respostas rápida e tradicional das HRSGs, há variação considerável na potência mecânica da unidade a vapor nos primeiros 20 s pós-impacto, sendo este resultado importante pois mostra a influência que as HRSGs podem ter nos estudos de estabilidade eletromecânica de sistemas de potência. A variação da potência mecânica da TG remanescente é mostrada, para as três condições diferentes de resposta da HRSG, na figura 14f. Nota-se o acréscimo de geração proporcionado pela ação dos controladores da mesma.

A figura 15 apresenta os resultados obtidos da simulação de um curto-circuito trifásico ocorrendo muito próximo da unidade geradora que opera em ciclo combinado no sistema SBB de 49 barras. Nesta simulação foi admitida a resposta tradicional da HRSG, ou seja, $T_m = 5$ s e $T_b = 20$ s.

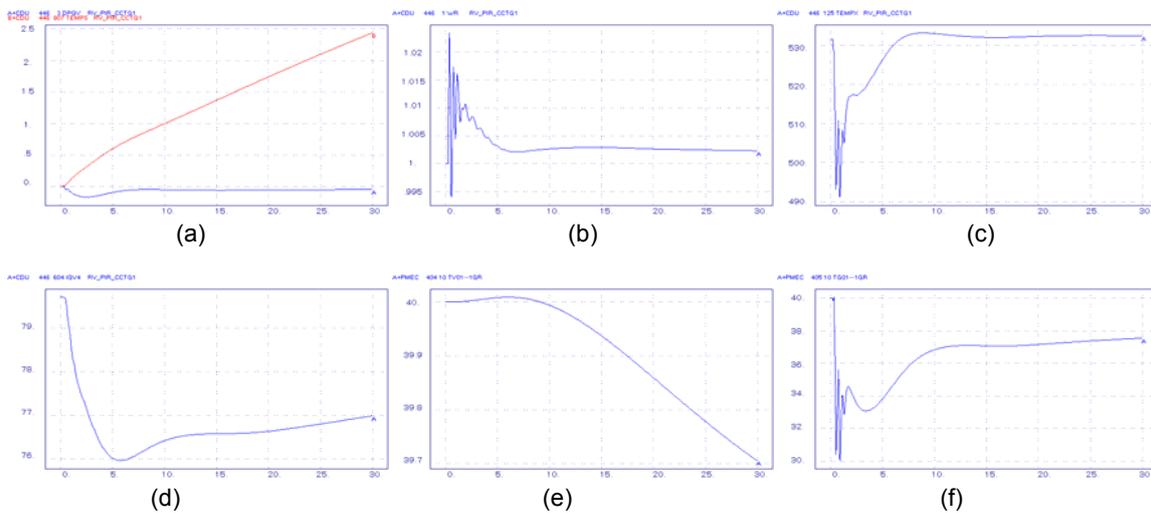


FIGURA 15 – (a) Seletor de valor mínimo, (b) Rotação da unidade a gás, (c) Temperatura de exaustão, (d) IGV, (e) Potência mecânica da unidade a vapor, (f) Potência mecânica da unidade a gás.

Na condição de defeito considerada, pode-se observar que há preponderância absoluta do controle de velocidade (figura 15a), uma vez que a unidade geradora sofre aceleração (figura 15b) e assim é necessário que haja redução na potência mecânica gerada (figura 15f). Tal variação na potência gerada determina uma redução inicial na temperatura de exaustão das turbinas a gás (figura 15c). A ação rápida dos IGVs, fechando as pás móveis dos compressores (figura 15d), promove elevação na temperatura de exaustão, alcançando esta valores próximos do nominal em regime permanente. Como as turbinas a gás sofreram redução de potência, devido à ação dos reguladores de velocidade, a turbina a vapor também mostrará este comportamento, só de que de forma mais lenta, devido ao tempo de resposta das HRSGs (figura 15e). Pode-se observar, na figura 15e, que inicialmente há uma leve elevação na potência mecânica da turbina a vapor. Isto ocorre porque, além de depender do fluxo de gás das TGs, a potência mecânica da unidade a vapor é também influenciada pela elevação da rotação das turbinas a gás.

7.0 - CONCLUSÃO

A representação do ciclo combinado de forma integrada (turbinas a gás, caldeiras de recuperação e turbina a vapor), considerando as características de resposta das HRSGs, mostra-se de suma importância na simulação da estabilidade eletromecânica de sistemas de potência, uma vez que as respostas das HRSGs interferem no comportamento dinâmico das unidades geradoras. As simulações demonstram que as constantes de tempo das caldeiras de recuperação, por serem mais elevadas, fazem com que as respostas da turbina a vapor sejam mais lentas quando comparadas às das aeroderivativas. Outro ponto de destaque é a da representação do controlador IGV, que procura manter constante a temperatura de exaustão das turbinas a gás, temperatura esta de grande influência na eficiência e na dinâmica do ciclo combinado.

8.0 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Rowen, W. I., 1998. "IGTI Tutorial on Gas Turbine Simulation." ASME Turbo Expo 98 (November 1997), 1-9.
- [2] Passaro, M.C.; Ferreira, C; Mendes, P.P.C.; Nascimento M.A.R., 2000 "Modelos de Turbinas a Gás para Aplicação em Programas de Transitórios Eletromecânicos". IV CLAGTEE.
- [3] Rowen, W. I., 1983. "Simplified mathematical representations of heavy-duty gas turbines." Journal of Engineering for Power, Transactions of the ASME, Vol. 105 (October), 865-869.
- [4] Rowen, W. I., 1992. "Simplified mathematical representation of a single shaft gas turbines in mechanical drive services." Turbomachinery International, (July/August), 26-32.
- [5] Gomes, L.V., Mendes, P.P.C. e Ferreira, C. 1999. "Desenvolvimento de Modelos Matemáticos Simplificados das Turbinas a Gás" VII Congresso Brasileiro de Energia - CBE.
- [6] Gomes, L.V., Mendes, P.P.C. e Ferreira, C. 2002. "Dynamic Models for Thermal Turbine in Power System Studies". VIII SEPOPE, Brasília – DF, Brazil.