

Desenvolvimento de Modelos Matemáticos de Turbinas a Gás *Heavy-Duty* e Aeroderivativas Avançadas e suas Aplicações na Operação em Ciclo Combinado

W. A. Carneiro, UNIFEI, P. P. C. Mendes, UNIFEI, C. Ferreira, UNIFEI, J.R.P. da Silva, UNIFEI, L. E. S. Ferreira, FURNAS e M. F. Ellis, FURNAS

Resumo—Este artigo apresenta as principais características e configurações das turbinas a gás aeroderivativas e *heavy-duty*, descrevendo os modelos propostos para análise transitória destas turbinas. Além dos modelos para a operação em ciclo aberto, também serão apresentados os modelos para a operação em ciclo combinado, bem como algumas simulações, destes modelos.

Palavras-chave— Ciclo Combinado, Turbinas a Gás, *Heavy-Duty*, Aeroderivativas, Caldeiras de Recuperação.

I. 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 em ciclo combinado.

O presente trabalho apresenta o desenvolvimento e a análise de diversos modelos matemáticos de turbinas térmicas, que podem ser incorporados em estudos de estabilidade dinâmica de sistemas elétricos de potência.

Os modelos matemáticos desenvolvidos referem-se às turbinas a gás *heavy duty* e aeroderivativas; e ciclo combinado operando com duas unidades a gás e uma a vapor. Diversas outras configurações podem ser adotadas, mas as acima mencionadas correspondem as mais utilizadas no Sistema Elétrico Brasileiro.

Este trabalho foi apoiado pela Fundação de Apoio e Assessoramento à Indústria, FUPAI, Itajubá, MG, e resulta de um projeto de P&D financiado por FURNAS Centrais Elétricas.

W. A. Carneiro, mestrando na Universidade Federal de Itajubá, UNIFEI (e-mail: carneiro@iee.efei.br).

P. P. C. Mendes e C. Ferreira, Professores na Universidade Federal de Itajubá, UNIFEI (e-mail: ppaulo@iee.efei.br e claudio@iee.efei.br).

J.R.P.da Silva, aluna da UNIFEI (e-mail: juliana@iee.efei.br).

L. E. S. Ferreira e M. F. Ellis, FURNAS Centrais Elétricas (e-mail: luzesf@furnas.gov.br e mellis@furnas.com.br).

II. TURBINAS A GÁS

A central térmica a gás consiste basicamente de um compressor, câmara de combustão e turbina propriamente dita, existem também outras configurações como a turbina de eixos múltiplos que serão discutidas nos tópicos subseqüentes.

Tem-se então a turbina a gás de um eixo acionando o compressor e o gerador (carga). Seu funcionamento consiste em comprimir o ar proveniente da entrada de ar com um compressor axial, o ar comprimido 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 à de controle da temperatura, velocidade, aceleração e controlador IGV.

O controle de velocidade tem a função de manter a frequência da turbina dentro dos limites permitidos. Este atua sobre as válvulas de admissão (válvulas de controle – 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 do IGV pode ser desprezada quando a turbina a gás opera com o ciclo aberto.

A. Turbinas a Gás *Heavy-Duty*

As turbinas *heavy-duty* são equipamentos cujo projeto inicial foi totalmente voltado para a utilização em indústrias, sendo assim, essas turbinas apresentam grande robustez e ampla faixa de potência. Além disto, elas necessitam de

pouca refrigeração; podem-se utilizar gases com baixo poder calorífico para a combustão; as obras civis são mais simples; tem baixo nível de vibrações e sua operação e manutenção são fáceis, permitindo o controle automático.

A figura 1 apresenta a configuração de uma turbina a gás *heavy-duty* com eixo simples.

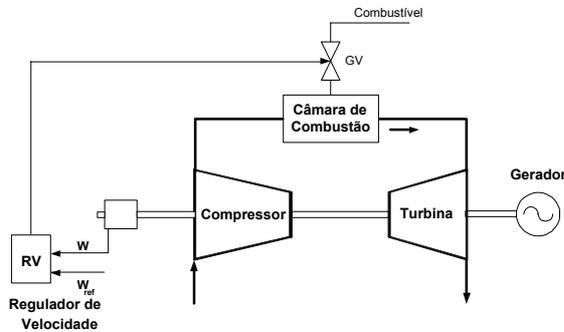


Figura 1. Configuração da turbina a gás *heavy-duty*.

A modelagem matemática completa da turbina a gás é apresentada na figura 2, no final do artigo. O controle de velocidade é feito pelo regulador de velocidade e sua representação é função dos parâmetros W , X , Y , Z . Dependendo da escolha destes parâmetros, o regulador pode operar no modo com queda ou no modo isócrono. A função $f1$ 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, o sinal sofre a influência da velocidade, onde o valor final é chamado de sinal *VCE*, que corresponde ao sinal de demanda do combustível. O sinal *VCE* 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 elemento posicionador da válvula (a , b e c), do sistema de combustível (τ_f) e da descarga do compressor (τ_{CD}), além da ação do tempo de atraso causado pelo combustor (e^{CR}) e pela turbina e sistema de exaustão (e^{TD}). A potência mecânica da turbina a gás é proporcional ao fluxo de gás (W_f), com uma pequena correção correspondente à velocidade do eixo.

Este comportamento é expresso pela expressão $f2$. É importante observar, que para acionar o compressor, necessita-se que a turbina utilize aproximadamente 23% da potência de eixo.

B. Turbinas a Gás Aeroderivativas

As turbinas aeroderivativas são equipamentos cujo projeto inicial visa o uso aeronáutico, mas, esses equipamentos podem ser transformados para serem utilizados na geração de energia elétrica, para isto modificações na câmara de combustão, dutos de admissão e escape de gases são necessárias. Adiciona-se a turbina de potência que irá movimentar o gerador, através de uma caixa de redução e de engrenagem, além do sistema de regulação de velocidade.

As turbinas aeroderivativas podem funcionar com temperaturas mais elevadas, o que proporciona uma maior eficiência, mas leva a uma menor durabilidade e, conseqüentemente, maior tempo de manutenção em relação às turbinas *heavy-duty*. Em sistemas que apresentam variações de carga, as turbinas aeroderivativas se adaptam melhor ao processo de geração.

As turbinas aeroderivativas podem apresentar-se com um ou vários eixos e ainda possuir turbina livre e gerador de gás. A vantagem deste tipo de configuração é que o gerador de gás está unido à turbina livre por um acoplamento aerodinâmico e que, portanto, 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.

A figura 3 representa a configuração *spool* simples e turbina de potência. O *spool* também é chamado de gerador de gás.

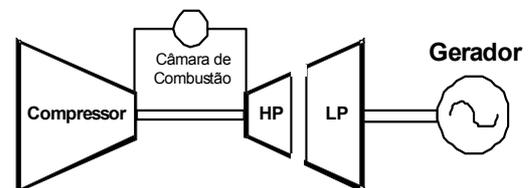


Figura 3 – *Spool* simples e turbina livre

O gerador de gás fornece um empuxo para a turbina de potência através de um fluxo de massa proveniente dos gases quentes de exaustão.

A turbina de potência ou turbina livre é acoplada aerodinamicamente ao gerador de gás e converte o empuxo em potência mecânica.

A figura 4 representa a configuração *spool* duplo e turbina de potência.

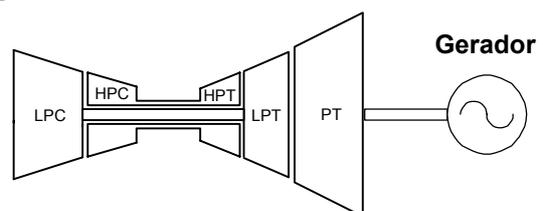


Figura 4 – *Spool* duplo e turbina livre.

As configurações das figuras 3 e 4 são consideradas tradicionais enquanto as configurações das figuras 5 e 6, a se-

guir, são consideradas avançadas.

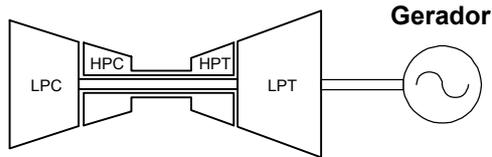


Figura 5 – Dois spools.

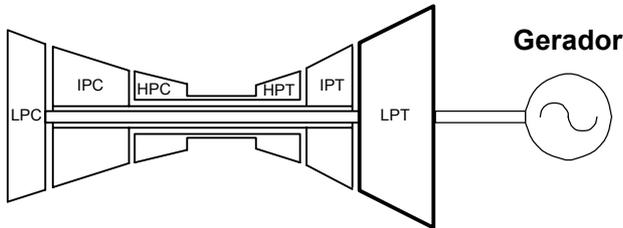


Figura 6 – Três spools.

A modelagem matemática das turbinas aeroderivativas se assemelha com a modelagem das *heavy-duty*, para a qual foi adotado o modelo proposto inicialmente por [2] Rowen e utilizado por [4] Hannett, [1] Passaro e [7] Gomes, de acordo com a figura 2.

Para as turbinas aeroderivativas adotou-se o modelo proposto por [2] Rowen, porém a diferença consiste na inclusão do bloco representativo do gerador de gás e na função f_l que determina a potência mecânica gerada, conforme será visto a seguir

Gerador de Gás

Incorporação do gerador de gás representado pelos diagramas de blocos das figuras 7 a 10.

1) Configurações Tradicionais

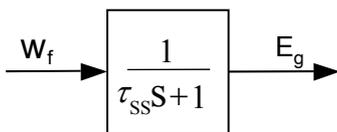


Figura 7 - Diagrama de blocos representativo do gerador de gás – Spool simples e turbina livre.

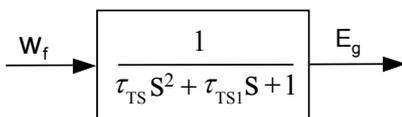


Figura 8 - Diagrama de blocos representativo do gerador de gás – Dois spools e turbina livre.

2) Configurações Avançadas

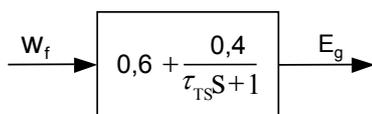


Figura 9 - Diagrama de blocos representativo do gerador de gás – Dois spools.

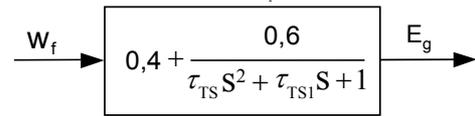


Figura 10 - Diagrama de blocos representativo do gerador de gás – Três spools.

Tabela 1 – Valores das constantes de tempo do gerador de gás

Constantes de Tempo	Tempo (s)
τ_{SS}	0,8
τ_{TS}	2,0
τ_{TS1}	3,3

Funções Algébricas

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

Turbinas a Gás Aeroderivativas Tradicionais

$$T_K = \text{Torque} = 0.25 + 1.75 W_F - 0.4 N_R - 0.6 W_F N_R$$

$$T_X = \text{Temperatura de Exaustão}$$

$$T_X = T_R - 340 (1 - W_F) + 300 (1 - N_R)$$

Turbinas a Gás Aeroderivativas Avançadas

$$T_K = \text{Torque} = 1.28 (W_F - 0.22) + 0.5 (1.0 - N_R)$$

$$T_X = \text{Temperatura de Exaustão}$$

$$T_X = T_R - 85 (1 - W_F) + 300 (1 - N_R)$$

A figura 11 apresenta um resumo das configurações e da modelagem matemática do gerador de gás.

	Esquemas	Equações
Configurações Tradicionais:		
1 eixo simples + turbina livre		$\frac{1}{0.8s+1}$
2 eixos concêntricos + turbina livre		$\frac{1}{2.0s^2+3.3s+1}$
Configurações Avançadas:		
2 eixos concêntricos		$0.6 + \frac{0.4}{2.0s+1}$
3 eixos concêntricos		$0.4 + \frac{0.6}{2.0s^2+3.3s+1}$

Figura 11 – Modelos de turbinas aeroderivativas e modelos matemáticos do gerador de gás.

O tempo de resposta do gerador de gás é usualmente não-linear. Em baixas velocidades o gerador de gás levará mais tempo para incrementar a sua velocidade do que com uma velocidade mais alta. 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 do acoplamento afetam desfavoravelmente o comportamento transitório da turbina de eixo duplo, comparada com a turbina de eixo simples.

III. TURBINAS A VAPOR

A central térmica a vapor tem como componentes principais a caldeira, 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 no qual produz conjugado no eixo. Após passar pela turbina, resfria-se o vapor através do condensador, onde se torna novamente água sendo enviada à caldeira, fechando o ciclo. Para um melhor rendimento termodinâmico 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, este procedimento é chamado de reaquecimento.

As ações de controle exercidas nas turbinas térmicas são realizadas fundamentalmente através das válvulas dispostas nas entradas dos diversos estágios da turbina. A válvula principal de parada (MSV), as válvulas de controle (GV), a válvula de parada do vapor reaquecido (RSV) e as válvulas de interceptação (IV), bem como o regulador de velocidade (RV) são responsáveis pelo controle da potência gerada.

A função de controle de carga/velocidade nas turbinas a vapor é realizada através do controle das válvulas GVs (válvulas de controle). O efeito de rede deste controle é ajustar a posição das GVs para controlar a admissão de vapor para a turbina.

Turbinas a vapor do tipo com reaquecimento têm dois sistemas de válvulas separadas que podem ser usadas para um rápido controle da energia do vapor que supre a turbina. São estes, um sistema envolvendo as válvulas GVs e outro sistema envolvendo as válvulas IVs. O controle de sobre-velocidade envolve o controle rápido das GVs tão bem como as IVs. O uso das IVs é altamente eficiente nesta condição, desde que seja feito o controle de fluxo de vapor das seções de média e baixa pressão da turbina no qual desenvolvem juntas de 60 a 80% da potência total da turbina. Por causa da grande quantidade de vapor armazenado no reaquecedor, o rápido fechamento somente da válvula GV não será efetivo no controle da sobre-velocidade. O *trip* de sobre-velocidade ou emergência é uma proteção de *backup* quando ocorre uma falha do controle normal de sobre-velocidade, e é designado para ter operação independente.

Durante as partidas o vapor é admitido simetricamente através de todas seções dos bocais para reduzir o estresse térmico. As GVs são mantidas completamente abertas, e as válvulas de parada são usadas para controlar o fluxo de vapor. Este modo de operação é usado até a velocidade atingir um valor específico. Deste modo, as válvulas MSV e RSV atuam apenas em situações de emergência, para parar o gerador, e na condição de partida da turbina.

A. Turbina a vapor sem reaquecimento

A figura 12 representa a disposição da turbina a vapor sem reaquecimento.

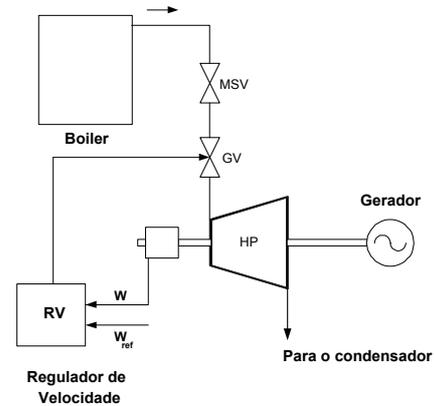


Figura 12 – Configuração sem reaquecimento.

A modelagem matemática da configuração sem reaquecimento é mostrada na figura 13. A constante de tempo associada à câmara de vapor (T_{CH}) tem grande influência na característica dinâmica deste tipo de turbina, que apresenta respostas rápidas. O regulador de velocidade apresentado é o com queda, sendo R a regulação e T a constante de tempo do regulador.

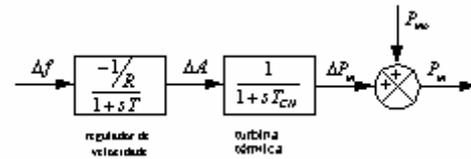


Figura 13 – Modelagem matemática.

B. Turbina a vapor com reaquecimento.

Para um melhor rendimento termodinâmico, o reaquecedor é acrescentado conforme mostra a figura 14. Com o reaquecimento surge o estágio de pressão intermediária e as válvulas IV e RSV.

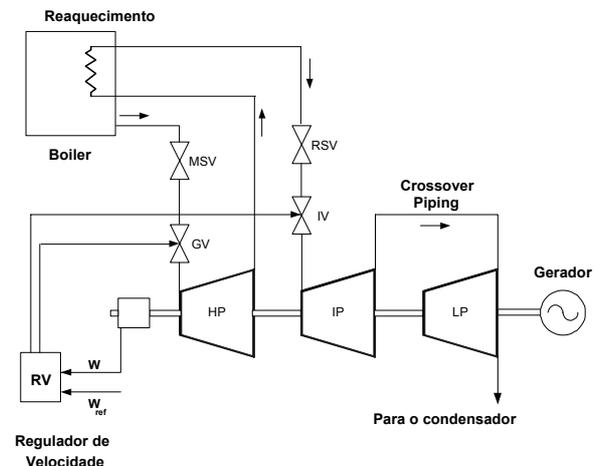


Figura 14 – Configuração com reaquecimento.

A modelagem matemática da configuração com reaquecimento é mostrada na figura 15. 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 este

a a tubulação que liga o estágio de média pressão ao estágio de baixa pressão. O reaquecimento é representado por uma constante de tempo (T_{RH}) muito maior do que as outras. O regulador de velocidade é o com queda.

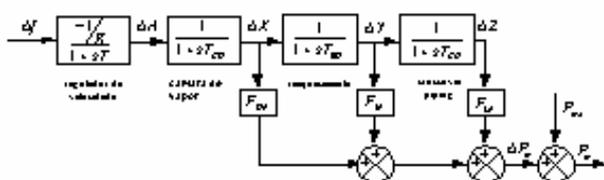


Figura 15 – Modelagem matemática.

IV. 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 pelo 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. A utilização de dois e três níveis de pressão reduz as irreversibilidades inerentes à troca de calor entre os gases e o vapor, já que reduz a diferença de temperatura entre ambos os fluidos. Portanto, 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.

Além disso, deve-se considerar que a central precise de vapor em vários níveis de pressão, o que pode ser interessante em instalações de cogeração. Por outro lado apresentam maior complexibilidade no projeto, construção e simulação da carga parcial se comparadas às caldeiras com um único nível de pressão.

O tipo mais usual de caldeira utilizada em centrais térmicas a ciclo combinado é a caldeira de recuperação sem queima suplementar. Neste caso o calor proveniente dos gases de exaustão da turbina a gás é transferido para o fluido de trabalho do ciclo a vapor, que se encontra no interior de tubulações, através do princípio da convecção.

Apesar de apresentar uma estrutura diferente, a caldeira de recuperação apresenta uma série de elementos que executam a mesma função da caldeira convencional utilizada na central térmica a vapor. Alguns destes elementos são: superaquecedor, economizador, reaquecedor, desaerador, bomba de circulação, entre outros.

O gás quente entra na caldeira de recuperação e troca calor com a seção de tubulações chamada de superaquecedor. Nesta seção o vapor, já previamente aquecido, ganha mais energia para ser expandido na turbina. Após passar pelo superaquecedor, o gás ainda possui calor que pode ser apro-

veitado. Deste modo, o gás de exaustão passa por dois conjuntos de tubulação, o primeiro chamado de evaporador e o segundo chamado de economizador. Estas duas seções têm a função de aquecer a mistura água e vapor para que esta chegue com uma temperatura alta ao tambor. Pode-se perceber que a mistura água e vapor segue uma direção contrária ao gás de exaustão oriundo da turbina a gás.

A figura 16 apresenta os principais elementos da caldeira de recuperação.

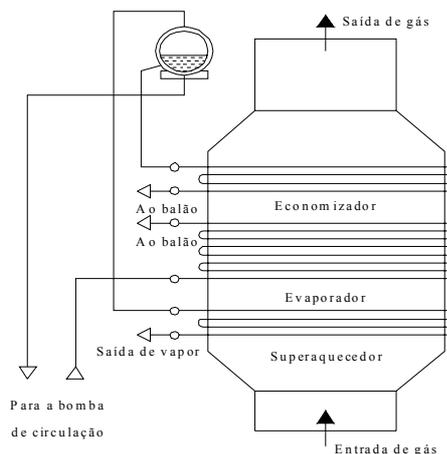


Figura 16 – Elementos da caldeira de recuperação.

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 17 apresenta o modelo relativo à caldeira de recuperação.

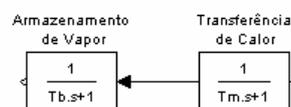


Figura 17 – Diagrama de blocos da caldeira de recuperação.

Onde:

- T_m – Constante de tempo referente à transferência de calor;
- 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.

V. CICLO COMBINADO

As centrais térmicas a gás e a vapor possuem uma efici-

ência baixa da ordem de no máximo 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. 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.

Com relação ao controle da turbina a gás pertencente à central térmica em ciclo combinado, pode-se dizer que os controles de velocidade, temperatura e aceleração permanecem os mesmos. Devido à necessidade de se manter a temperatura de exaustão dos gases da turbina a gás na condição nominal, o controle do 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 salvar 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 entre ar / combustível para que a temperatura de exaustão da turbina a gás mantenha-se constante. Já os controles da turbina a vapor, quando esta opera em ciclo combinado, são parecidos com os controles da turbina a vapor convencional.

O ciclo combinado pode apresentar diversas configurações, sendo que a mais utilizada no sistema elétrico brasileiro apresenta duas turbinas a gás que alimentam duas caldeiras de recuperação, estas geram vapor para uma turbina a vapor, conforme é mostrado na figura 18.

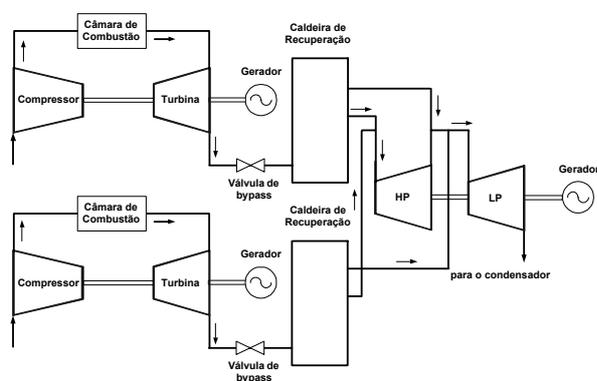


Figura 18– Esquema da configuração do ciclo combinado.

Os modelos matemáticos da turbina a gás, da caldeira de recuperação e da turbina a vapor apresentados, compõem o modelo geral do ciclo combinado usado nas simulações, como pode ser observado na figura 19, no final do artigo.

VI. SIMULAÇÕES

Com o objetivo de avaliar o comportamento dinâmico das turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas em ciclo combinado, representadas através dos modelos desenvolvidos ao longo deste trabalho, serão apresentadas, neste item, algumas simulações.

As figuras a seguir apresentam as respostas das turbinas a gás *heavy-duty* e aeroderivativas, para uma variação de carga de +5%. Utilizou-se o software *Matlab* e a sua *toolbox Simulink* para todas as simulações.

As figuras 20 e 21, ilustram a potência mecânica para a variação de carga citada, na turbina a gás *heavy-duty* e aeroderivativa, respectivamente.

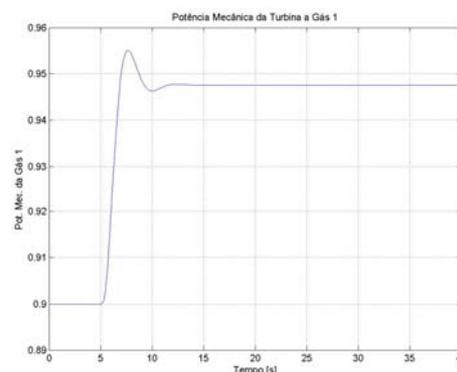


Figura 20 – Potência mecânica da turbina a gás *heavy-duty*.

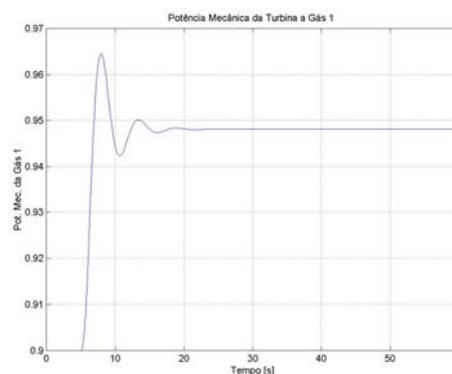


Figura 21 – Potência mecânica da turbina a gás aeroderivativa.

As figuras 22 e 23, apresentam a resposta da potência mecânica da turbina a vapor, para uma variação de carga de +5%, no ciclo combinado com turbina a gás *heavy-duty* e aeroderivativa, respectivamente.

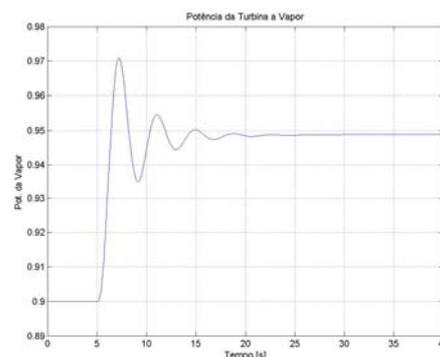


Figura 22 – Potência mecânica da turbina a vapor.

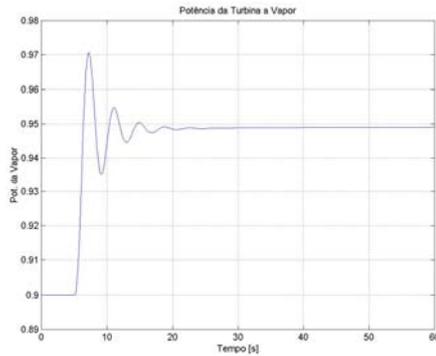


Figura 23 – Potência mecânica da turbina a vapor.

As figuras 24 e 25, apresentam a temperatura de exaustão da turbina a gás e o fluxo de vapor na caldeira de recuperação, respectivamente, para uma variação de carga de +5%.

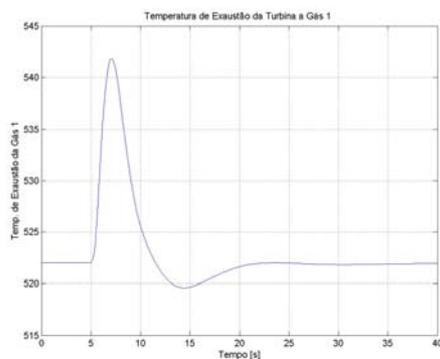


Figura 24 – Temperatura de exaustão da turbina a gás.

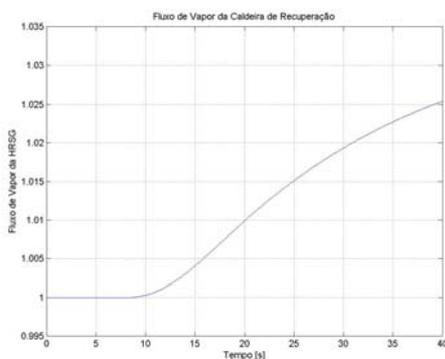


Figura 25 – Fluxo de vapor na caldeira de recuperação.

VII. CONCLUSÃO

Neste artigo pode-se observar a importância de se representar o ciclo combinado de forma integrada, para a simulação da estabilidade eletromecânica do sistema, bem como para se elevar rendimento das turbinas.

Nota-se nas simulações que as constantes de tempo das caldeiras de recuperação por serem elevadas, fazem com que as respostas da turbina a vapor sejam mais lentas quando comparadas às *heavy-duty* e aeroderivativas.

Observa-se a importância da utilização do IGV, para manter constante a temperatura de exaustão das turbinas a gás, temperatura esta de grande influência no rendimento do ciclo combinado.

VIII. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o Grupo de Engenharia de Sistemas (GESis), e a Universidade Federal de Itajubá, (UNIFEI) pelo apoio recebido, e também a Empresa Furnas Centrais Elétricas pela oportunidade de realização deste trabalho.

IX. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] 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 Congresso Latino-americano de Geração e Transmissão de Energia Elétrica.
- [2] 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.
- [3] Rowen, W. I., 1992. "Simplified mathematical representation of a single shaft gas turbines in mechanical drive services." Turbomachinery International, (July/August), 26-32.
- [4] Hannett, L. N., 1992. "A Governor/Turbine Dynamic Model Validation from Tests." IEEE, Transactions on Power Systems, Vol. 8 n°1 (February - 1993), 152-158.
- [5] Hannett, L. N.; Jee, G., Fardanesh, B., 1994. "A Governor/Turbine Model for a Twin-Shaft Combustion Turbine." IEEE, Transactions on Power Systems, Vol. 10 n°1 (February - 1995), 133-139.
- [6] Rowen, W. I., 1998. "IGTI Tutorial on Gas Turbine Simulation." ASME Turbo Expo 98 (November 1997), 01 - 09.
- [7] 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.

Figura 2:

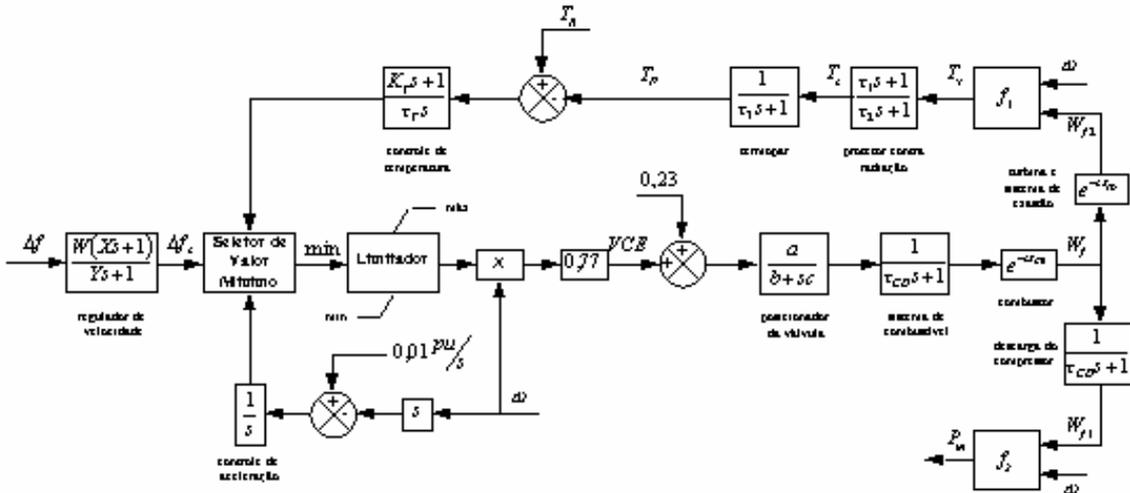


Figura 2 - Modelagem matemática da turbina a gás.

Figura 19:

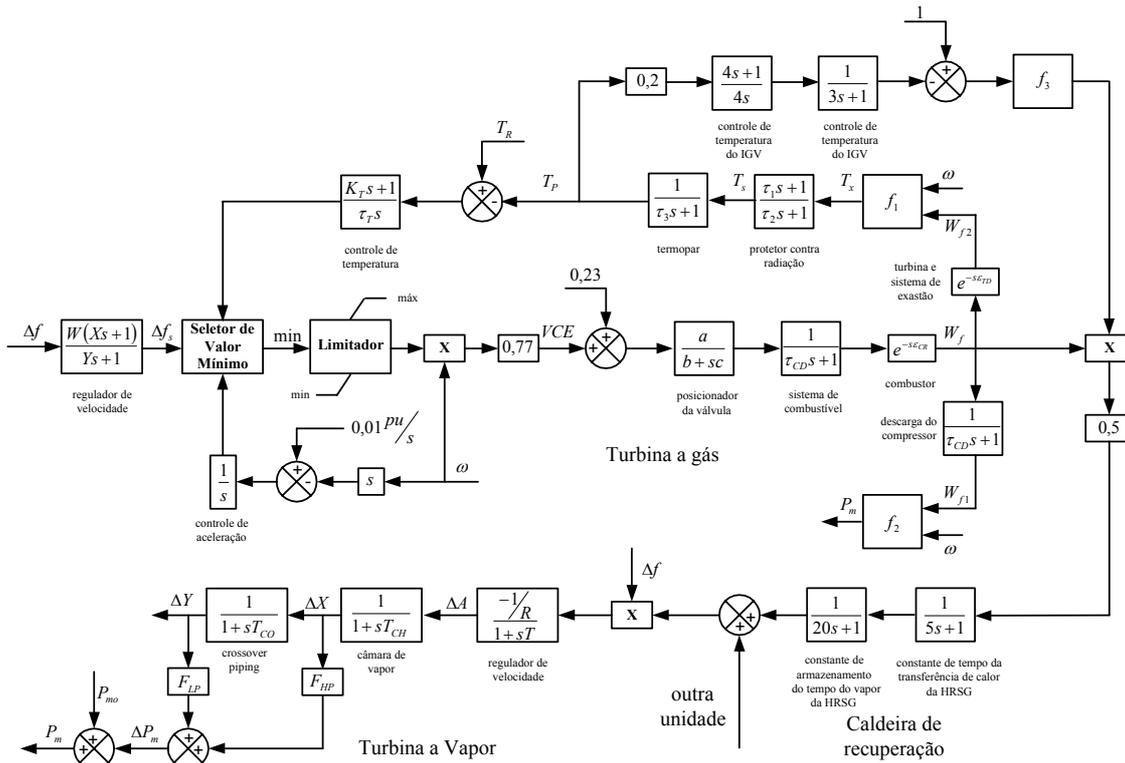


Figura 19 – Modelagem matemática do ciclo combinado (2 TG, 2 HRSG, 1 TV).