

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

**"REJEIÇÃO DE PERTURBAÇÕES NA OPERAÇÃO DE
ESTABILIZADORES DE SISTEMA DE POTÊNCIA"**

**TESE SUBMETIDA À UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA
CATARINA PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM
ENGENHARIA**

ANSELMO RIBEIRO NASCIMENTO

FLORIANÓPOLIS, DEZEMBRO DE 1993

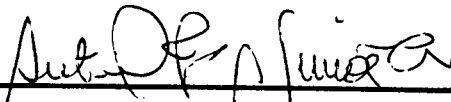
**REJEIÇÃO DE PERTURBAÇÕES NA OPERAÇÃO DE
ESTABILIZADORES DE SISTEMA DE POTÊNCIA**

ANSELMO RIBEIRO NASCIMENTO

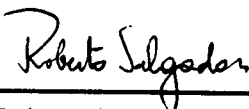
ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE

MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA ELÉTRICA, E APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO

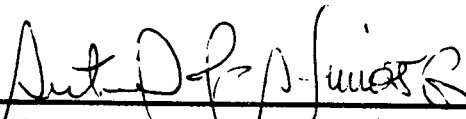


Prof. Antonio José Alves Simões Costa, Ph. D.
ORIENTADOR



Prof. Roberto de Souza Salgado, Ph. D.
COORDENADOR DO CURSO

BANCA EXAMINADORA:



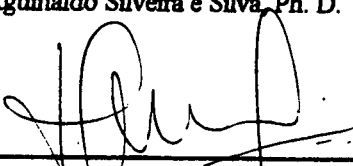
Prof. Antonio José Alves Simões Costa, Ph. D.
PRESIDENTE



Eng. João Marcos Castro Soares, M. Sc.



Prof. Aguinaldo Silveira e Silva, Ph. D.



Prof. Edson Roberto de Pieri, Dr.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Antonio José Alves Simões Costa, cuja valiosa colaboração e orientação tornou possível a elaboração deste trabalho.

Aos professores e colegas do "*Curso Avançado em Controle de Sistemas Elétricos*" - CCSE - Turma de 1989, pelo saudável e inesquecível convívio na aprendizagem de conhecimentos que foram a base para o desenvolvimento deste trabalho.

À Light Serviços de Eletricidade S. A., pela oportunidade proporcionada em participar do curso de Pós Graduação, em Engenharia Elétrica, na Universidade Federal de Santa Catarina.

Em particular, este trabalho é dedicado à estimada esposa Luciana e queridos filhos Mickael e Patrícia, pelas horas subtraídas aos mesmos para dedicação ao trabalho de elaboração desta tese.

RESUMO

O Trabalho trata de problemas de distúrbios normalmente verificados em unidades geradoras de usinas hidrelétricas quando de tomadas rápidas de carga; ou ainda quando do aparecimento de oscilações de baixa frequência, em torno de 0,5 Hz, durante a operação da máquina em períodos de baixa carga (*Distúrbio Hidráulico*). Estas oscilações são mais acentuadas em máquinas dotadas de turbinas Francis.

Os problemas apontados acima, se caracterizam pela variação da tensão terminal e da potência reativa da máquina e são transmitidos ao sistema de excitação via *Estabilizadores de Sistema de Potência* (ESP), também conhecidos como *Sinais Adicionais Estabilizadores*, com sinais derivados da potência da máquina. Estas variações comprometem o desempenho dos sistemas de controle de excitação dos geradores, trazendo dificuldades à operação das usinas.

São apresentados modelos de máquinas, sistemas de excitação e de estabilizadores de sistema de potência, utilizados nas simulações para análises dos problemas acima referidos.

Apresentamos ainda esclarecimentos sobre a origem, características e comportamento do distúrbio hidráulico.

É feita uma análise comparativa das soluções propostas pela literatura sobre o assunto, verificando-se através de simulações, a eficácia destas soluções e suas implicações no desempenho dos ESPs.

Para solução dos problemas apontados, o trabalho apresenta a teoria de *Rejeição de Perturbações* e do *Controlador Robusto*, analisando a sua aplicabilidade juntamente com estruturas de ESP de potência elétrica bem como de potência acelerante.

ABSTRACT

This work deals with disturbance problems that usually occur in hydroelectric power plants during fast load pickup or in light load operating conditions. In the latter situation, low frequency oscillations may appear, specially in units driven by Francis turbines.

The above-mentioned disturbances may be transmitted to the generator excitation system through *Power System Stabilizers* derived from electric or acceleration power, thus bringing about undesirable variations on terminal voltage and generated reactive power. Those variations hamper the excitation system performance and the operation of the power plant.

In this work, the nature and origin of the hydraulic disturbances are analysed. After presenting adequate models for the generators, excitation systems and stabilizers, a comparative analysis involving previously proposed strategies to cope with the problem is conducted. Finally, the applicability of the theory of Disturbance Rejection and Robust Controllers in conjunction with stabilizers derived from electric power as well as acceleration power is investigated.

ÍNDICE

	Pág.
1- Introdução.	8
1.1- Considerações Iniciais.	
1.2- Objetivos do Trabalho.	
1.3- Contribuições do Trabalho.	
1.4- Organização do Trabalho.	
2- Modelos Utilizados para Simulação da Máquina Síncrona	13
2.1- Modelo Linearizado de Heffron-Phillips Para Sistema Máquina-Barra Infinita.	
2.2- Modelo Não-Linear Máquina-Barra Infinita (Modelo IV).	
2.3- Modelo Linear para Sistemas Multimáquinas.	
2.4- Representação Não-Linear para Sistemas Multimáquinas.	
3- Sistemas de Controle de Excitação, Estabilidade e Estabilizadores de Sistema de Potência.	26
3.1- Sistemas de Controle de Excitação.	
3.2- Estabilidade Dinâmica e Torques nos Geradores Síncronos.	
3.3- Estabilizadores de Sistema de Potência.	
4- Caracterização de Problemas de Baixa Frequência que Afetam o Desempenho dos ESPs de Potência.	38
4.1- Introdução.	
4.2- Interação com Modos Lentos do Regulador de Velocidade (Ciclos Limites).	

4.3- Tomada ou Retirada de Carga em Rampas Elevadas.	
4.4- Oscilações de Origem Hidráulica na Potência Elétrica da Máquina.	
4.5- Oscilações Devido à Variações de Pressão no Duto de Sucção de Turbinas Francis.	
5- Análise das Soluções Propostas pela Literatura para os Problemas do Distúrbio Hidráulico ou Tomadas de Carga em Rampa	54
5.1- Introdução.	
5.2- Rejeição do Distúrbio Hidráulico Através de um Filtro no Canal do ESP de Potência Elétrica.	
5.3- Rejeição do Distúrbio Hidráulico Através de um ESP de Estrutura Não-Linear.	
5.4- Solução Via Filtro e ESP de Potência Acelerante Utilizando Sinal da Abertura do Distribuidor (ESP Pa,y).	
5.5- Solução Através de ESP de Potência Acelerante com Filtro Rastreador de Rampa.	
6- O Problema da Rejeição de Perturbações.	69
6.1- Introdução.	
6.2- Rejeição Assintótica de Perturbações Utilizando Controladores Robustos.	
7- Rejeição dos Efeitos da Rampa e do Distúrbio Hidráulico Através de Controladores Robustos.	78
7.1-Introdução.	
7.2- Representação das Estruturas Utilizadas.	
7.3- Apresentação e Análise de Resultados.	
8- Conclusões e Recomendações.	91

APÊNDICES.

A - Modelo Heffron-Phillips Máquina-Barra Infinita.	93
B - Modelo Não-Linear Máquina-Barra Infinita (Modelo IV).	97
C - Modelo Linear para Sistemas Multimáquinas.	99
D - Modelos de Sistemas de Excitação .	105
E - Simbologia.	115
Referências Bibliográficas	118

CAPÍTULO - 1

INTRODUÇÃO

1.1- Considerações Iniciais.

O principal objetivo de um Sistema de Energia Elétrica é gerar energia em quantidades suficientes e nos locais apropriados e transmiti-la aos consumidores finais com elevado grau de continuidade e qualidade de atendimento.

Para o estabelecimento da qualidade do atendimento, são definidos critérios de operação do sistema elétrico em termos de valores máximos e mínimos de tensão de operação, excursão máxima da frequência em torno do valor nominal, carregamento máximo dos componentes do sistema, etc. .

A qualidade do nível de tensão e da potência reativa fornecida pelos geradores síncronos é assegurada pelos sistemas de controle de excitação das mesmas. Portanto, a função básica do regulador de tensão nos geradores síncronos é a de ajustar continuamente o nível de excitação do gerador em resposta a variações em sua tensão terminal. Assim, o regulador atua de maneira a manter estável a tensão desejada variando o nível de excitação em resposta a distúrbios no sistema.

Os sistemas de excitação mais antigos utilizam como excitatrizes um gerador de corrente contínua montado no eixo do gerador. Tais sistemas de excitação têm resposta lenta com constante de tempo da ordem de alguns segundos, o que implica em menor capacidade de manutenção do sincronismo das máquinas síncronas quando de distúrbios no sistema elétrico [1, 17, 70].

A necessidade de melhorar o sincronismo entre as máquinas bem como aumentar os limites de estabilidade transitória do sistema, implicaram na necessidade de utilização de sistemas de excitação mais rápidos e com ganhos mais elevados. Esta necessidade foi satisfeita com o advento dos sistemas de excitação estáticos baseados no uso de pontes de tiristores para alimentar o campo do gerador [1, 16, 17, 58, 70].

Os sistemas de excitação estáticos, atualmente com utilização disseminada nos sistemas elétricos de potência, trouxeram em contrapartida o inconveniente de prejudicar o amortecimento de oscilações eletromecânicas nestes sistemas. Tal característica, implicava, até há algum tempo, na necessidade do chaveamento dos reguladores de tensão de automático para manual quando de falta de amortecimento. Entretanto, a remoção dos reguladores de tensão não é a solução mais correta para o problema uma vez que suas características benéficas são perdidas. A solução está em se conseguir meios de utilizar este mesmo regulador para produzir amortecimento positivo através do uso de um controle suplementar. Este controle suplementar é atualmente produzido por um sinal de controle adicional denominado *estabilizador de sistema de potência (ESP)*.

Os *ESPs* têm portanto o objetivo de melhorar a estabilidade do sistema, produzindo amortecimento adicional para as oscilações eletromecânicas através da modulação da excitação do gerador. Para fornecer tal amortecimento, o sinal estabilizador deve produzir um componente de torque elétrico em fase com a velocidade ($\Delta\omega$) [1, 3, 16]. Para tal, a função de transferência do *ESP* deve compensar as características de ganho e fase do sistema gerador + sistema de excitação + sistema de potência.

Os primeiros *ESPs* desenvolvidos utilizavam como sinal de entrada a frequência ou o desvio de velocidade. Estabilizadores com estas características têm bom desempenho em baixas frequências (menores que e na faixa de 1,0 Hz), mas um fraco desempenho em frequências mais altas contribuindo negativamente quando da presença de modos torcionais (caso de turbinas térmicas) [3, 9, 16, 17, 73].

Posteriormente, foram desenvolvidos *ESPs* com sinal de entrada derivado da potência elétrica. Tais estabilizadores embora tenham baixo desempenho em baixas frequências, têm um desempenho superior aos *ESPs* derivados de frequência ou velocidade em altas frequências [3, 9, 16, 17], bem como no amortecimento de oscilações de modo local (em torno de 1,5 Hz) [3]. Talvez, devido a estas características, os *ESPs* derivados da potência elétrica tiveram seu uso disseminado nos sistemas elétricos de potência.

A utilização da potência elétrica como sinal de entrada é na verdade uma aproximação da síntese da potência de aceleração, uma vez que esta variável não é diretamente disponível nas unidades geradoras. Para tal, na síntese do sinal de entrada, considera-se que as variações da potência mecânica podem ser desprezadas nas frequências de interesse (faixa de até 1,5 Hz) [3, 4, 16, 17].

A desconsideração das variações da potência mecânica na síntese do *ESP* derivado de potência elétrica dá origem, quando da presença destes estabilizadores, a dois tipos de problemas que trazem dificuldades aos operadores das usinas e inconvenientes para a operação do sistema elétrico. Estes problemas são [4, 15, 16, 17, 19, 58]:

- a) variações da tensão terminal da máquina e da potência reativa fornecida pela mesma, quando de tomadas rápidas de cargas em rampa;
- b) oscilações com frequência próxima a 0,5 Hz na tensão terminal da máquina (máquinas dotadas de turbinas *Francis*), e conseqüentemente de sua potência reativa, quando da operação da unidade geradora com cargas parciais.

Este último problema ocorre normalmente nos períodos de baixa carga no sistema elétrico ou quando, devido a limitações de transmissão da rede elétrica, as máquinas são obrigadas a operar com baixos valores de geração; ou ainda, quando a máquina é sincronizada ao sistema e começa a tomar carga.

As referidas oscilações, têm o agravante de ocorrerem na mesma faixa de frequência dos modos interáreas da maioria dos sistemas elétricos de potência, dificultando adoção de estratégias para solução do problema.

A ocorrência de tais problemas foram largamente verificados no Sistema Elétrico Brasileiro e Canadense (Ontario Hydro), dando origem a diversos trabalhos com análises ou busca de soluções para os mesmos [5, 6, 7, 8, 10, 15, 58, 68, 69].

Mais recentemente, surgiram os *ESPs* derivados da potência de aceleração, com diversas propostas para derivação deste sinal [3, 4, 9, 16, 17].

Tais sinais estabilizadores procuram associar os benefícios proporcionados pelo sinal de frequência (ou velocidade) em baixas frequências e pelo sinal de potência elétrica em altas frequências, obtendo assim um desempenho bem superior aos *ESPs* derivados de outros sinais. Os problemas apontados nas alíneas (a) e (b) serão fruto de análises neste trabalho, onde buscaremos explicar a origem das oscilações de baixa frequência (próximas a 0,5 Hz), uma vez que esta noção se encontra algo distorcida em diversos trabalhos produzidos sobre o assunto.

1.2- Objetivos do Trabalho.

Em nosso trabalho, procuramos atingir os seguintes objetivos:

- I- Baseados em situações verificadas na operação real do sistema, simular o comportamento das oscilações de baixa frequência quando da operação da máquina durante períodos de baixa carga (doravante, estas oscilações serão genericamente denominadas *distúrbio hidráulico*).
- II- Através da utilização de modelos lineares e não-lineares para o sistema máquina-barras infinita, projetar, testar e simular o comportamento de estruturas de *ESP* frente aos problemas apresentados. Para tal, serão utilizados parâmetros realísticos de um sistema em operação: usina de Itumbiara, de Furnas Centrais Elétricas, onde os problemas do *distúrbio hidráulico* foram fartamente verificados.
- III- Utilizando o modelo linear multimáquinas Heffron-Phillips Generalizado, comprovar, através do cálculo dos autovalores da matriz A do sistema representado e através de simulação, que a frequência de oscilação entre áreas do Sistema Elétrico Brasileiro está na faixa de frequência do *distúrbio hidráulico*, ou seja, próxima a 0,5 Hz. Também nesta situação, são utilizados dados realísticos do sistema elétrico em operação, representando as usinas de Itumbiara (Sistema Sudeste) e S.Santiago (Sistema Sul), detectando-se a frequência de oscilação entre os sistemas Sul e Sudeste Brasileiro. A comprovação também será feita através de simulação de um caso multimáquinas não-linear, com representação realística do Sistema Sul-Sudeste Brasileiro.
- IV- Incorporar aos modelos máquina-barras infinita, linear (Heffron-Phillips) e não linear (modelo IV de máquinas síncronas), a representação da potência reativa gerada pela máquina representada. Podemos assim, avaliar o comportamento desta variável frente aos distúrbios mencionados nas alíneas (a) e (b) do item 1.1.
- V- Analisar as propostas de solução apresentadas pela bibliografia sobre o assunto .
- VI- Analisar a utilização da Teoria de *Rejeição de Perturbações* através de *Controladores Robustos* [56, 57], para a solução dos problemas apontados.

1.3- Contribuições do Trabalho:

O trabalho tem como contribuições mais relevantes, as seguintes:

- I- Proposição de um método para simulação do *distúrbio hidráulico*, baseado em situações verificadas durante a operação real do sistema.
- II- Elucidação sobre a origem, comportamento, características e localização do *distúrbio hidráulico* e seus reflexos nos sistemas de excitação de usinas hidráulicas.
- III- Comparação de diversos métodos propostos na literatura para rejeitar o referido distúrbio.
- IV- Utilização da Teoria de Rejeição de Perturbações e do Controlador Robusto para o projeto de controladores capazes de rejeitar os efeitos do *distúrbio hidráulico* e das *tomadas rápidas de carga*.

1.4- Organização do Trabalho.

No capítulo 2 são apresentados os modelos utilizados para simular a máquina síncrona. É também apresentado o equacionamento para inclusão da representação da potência reativa gerada pela máquina, nos modelos lineares e não lineares de máquinas síncronas.

É mostrado através de cálculo e por simulação, que a frequência de oscilação entre os sistemas Sul e Sudeste Brasileiro está na faixa de 0,5 Hz.

No capítulo 3, é feita uma abordagem sobre sistemas de controle de excitação com características de desempenho, importância dos mesmos no controle de tensão de sistemas elétricos, e seus efeitos sobre a estabilidade de geradores síncronos.

São apresentados os principais tipos de estabilidade em sistemas elétricos e os torques de sincronismo e de amortecimento. Descrevemos também os tipos de ESPs existentes, características, formas de síntese dos sinais de entrada, vantagens e desvantagens de cada estrutura e problemas associados aos mesmos

O capítulo 4 traz uma abordagem sobre problemas de distúrbios característicos de baixa frequência, e que afetam o desempenho dos ESPs sintetizados a partir da potência da máquina. São apresentados valores de amplitudes de variações em grandezas elétricas, verificadas na operação real de sistemas elétricos, e que foram utilizados nos modelos dos distúrbios analisados.

No capítulo 5 é apresentada uma análise crítica das soluções propostas pela literatura, para os problemas do distúrbio hidráulico e das tomadas rápidas de carga.

O capítulo 6 apresenta a teoria de Rejeição de Perturbações através de Controladores Robustos como meios de solução para os problemas apresentados no trabalho.

No capítulo 7 é analisado o desempenho do controlador robusto, aplicado em sistemas representados pela máquina + ESP, na rejeição dos efeitos das tomadas de carga e do distúrbio hidráulico. São analisados aspectos tanto de rejeição quanto de amortecimento de oscilações em sistema máquina-barras infinita. É dada ênfase na verificação de perda de efetividade do ESP em sistemas multimáquinas.

Finalmente, no capítulo 8, apresentamos as principais conclusões e recomendações com sugestões para futuros trabalhos a serem desenvolvidos sobre o assunto.

CAPÍTULO - 2

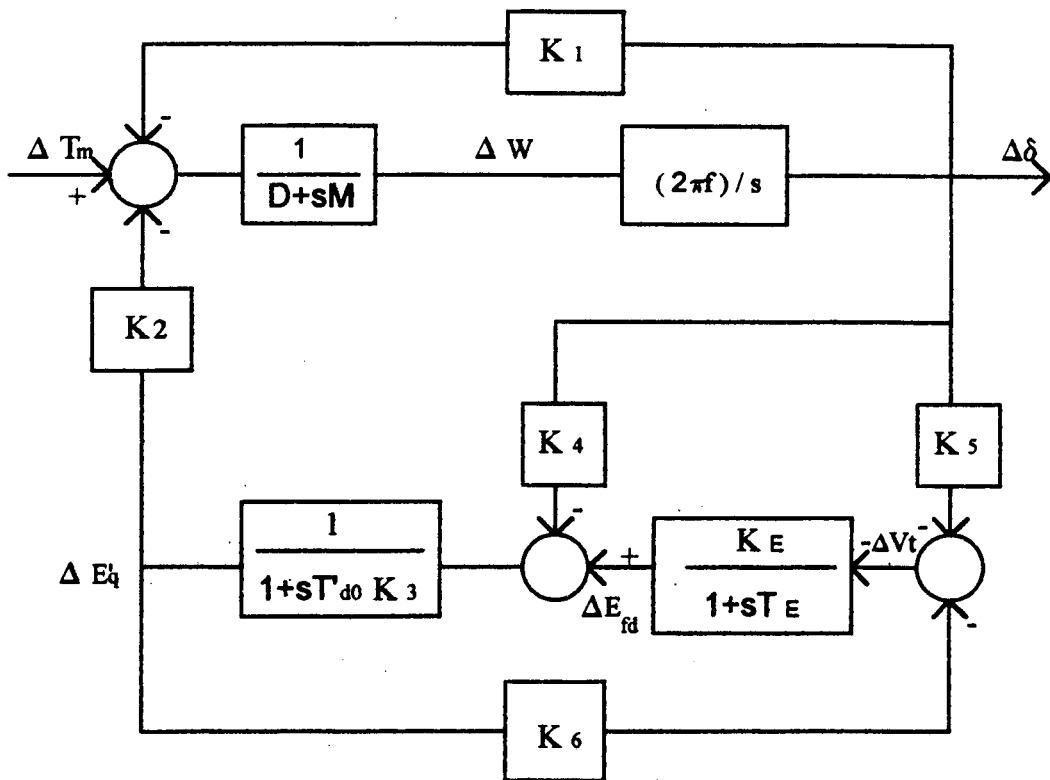
Modelos Utilizados para Simulação da Máquina Síncrona.

Neste capítulo, apresentamos os modelos lineares e não lineares para sistemas máquina-barra infinita e multimáquinas, com incorporação da representação da potência reativa, utilizados nas simulações deste trabalho.

2.1- Modelo Linearizado de Heffron-Phillips para Sistema Máquina-Barra Infinita.

Modelos linearizados podem ser utilizados nos estudos de pequenas perturbações em torno de um ponto de operação. O modelo de máquina de Heffron-Phillips, representado pelo diagrama de blocos da figura 2.1.1 e popularizado por De Mello e Concordia [1], inclui a dinâmica do circuito de campo e do controle de excitação, sendo desprezados os efeitos dos enrolamentos amortecedores e da saturação, a resistência de armadura e os termos $d\varphi/dt$ das equações de tensão dos enrolamentos d e q da armadura. As equações que definem tal modelo e as definições dos parâmetros K_1 K_6 são mostradas no Apêndice A.

Em nosso trabalho, a utilização deste modelo foi extremamente útil para o projeto e ajustes das estruturas de estabilizadores de sistema de potência empregadas.



Modelo Linearizado de H&P para Sistema Máquina-Barra Infinita

Figura 2.1.1

2.1.1- Parâmetros Utilizados Para as Simulações da Máquina Síncrona

Foi escolhida para representação do sistema máquina-barras infinita, um gerador equivalente da usina de Itumbiara de Furnas Centrais Elétricas, tendo em vista ter sido esta usina uma das que mais apresentaram características operativas decorrentes dos efeitos do *distúrbio hidráulico*.

Foram feitas representações para simulações tanto das condições em carga pesada como de carga leve.

A reatância externa " x_e " foi obtida através de simulação de um curto circuito trifásico na barra de 500 kV da SE Itumbiara, utilizando-se o programa *Newfault* [60], com a representação do Sistema Sudeste Brasileiro.

A Tabela 2.1 a seguir apresenta além das reatâncias " x_e ", parâmetros obtidos da referência [59] bem como aqueles obtidos da formulação apresentada no Apêndice A. Os valores em pu. estão representados na base da máquina. E_0 é a tensão da barra infinita e ω_n é a frequência natural das oscilações eletromecânicas.

Tabela 2.1- Constantes e Parâmetros do Modelo de H&P para um Gerador Equivalente da Usina de Itumbiara.

Parâmetros	C. Pesada	C. Leve	Parâmetros	C. Pesada	C. Leve
X_e	0,20 pu	0,60 pu	K_e	50 pu/pu	50 pu/pu
X_d	0,73 pu	0,73 pu	T_e	0,01 s	0,01 s
X_q	0,52 pu	0,52 pu	K_1	1,8420	0,8964
X'_d	0,26 pu	0,26 pu	K_2	1,0384	0,5097
M	8,62 s	8,62 s	K_3	0,4946	0,6466
T'_{d0}	8,30 s	8,30 s	K_4	0,4880	0,2395
P	330 MW	100 MW	K_5	-0,0510	-0,0450
Q	150 MVar	-20 MVar	K_6	0,4116	0,6831
E_0	1,0 + j 0,0	1,0 + j 0,0	ω_n	1,4 Hz	0,99 Hz

2.1.2- Modelagem da Potência Reativa para Representação no Modelo de Heffron-Phillips.

Em nossas análises, estamos interessados em verificar o comportamento da potência reativa durante a ocorrência do *distúrbio hidráulico* e de *tomadas rápidas de carga*. Há portanto necessidade de modelar esta variável, para inclusão no modelo máquina-barras infinita representado.

Para um sistema representado por uma máquina ligada à barra infinita através de uma reatância pura, podemos fazer a seguinte representação através do diagrama unifilar da Fig. 2.1.2:

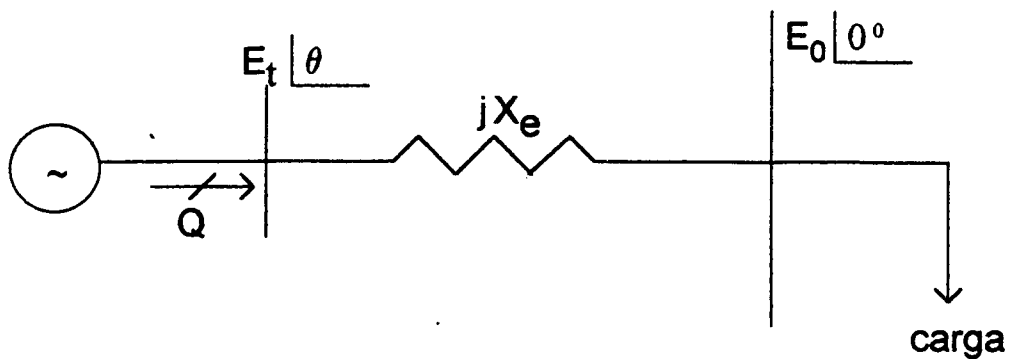


Diagrama unifilar para sistema máquina - barra infinita

Figura 2.1.2

É fácil mostrar que podemos escrever a seguinte expressão para a potência reativa gerada pela máquina:

$$Q = \frac{E_t^2}{X_e} - \frac{E_t \cdot E_0}{X_e} \cos\delta \quad (2.1.1)$$

Colocando a equação 2.1.1 acima em termos de desvios, podemos obter por diferenciação a seguinte expressão:

$$\Delta Q = \frac{2E_t}{X_e} \Delta E_t - \frac{E_0}{X_e} \cos\delta \Delta E_t + \frac{E_t E_0}{X_e} \text{sen}\delta \Delta\delta \quad (2.1.2)$$

Uma variação no conjugado do eixo da máquina, afetará imediatamente a potência ativa da mesma. Ao mesmo tempo, o ângulo δ também sofrerá variação [61]. Pela expressão (2.1.1) acima verifica-se que como Q depende do $\cos\delta$, a potência reativa também irá variar. Nos sistemas de potência, geralmente trabalhamos com ângulos de potência inferiores a 30° . Para ângulos tão pequenos, o $\cos\delta$ é pouco sensível à variação de δ . Assim, podemos expressar a variação da potência reativa da seguinte forma:

$$\Delta Q = \frac{2E_t}{X_e} \Delta E_t - \frac{E_0}{X_e} \Delta E_t + \frac{E_t E_0}{X_e} \text{sen}\delta \Delta\delta$$

$$\Delta Q = \frac{2E_t - E_0}{X_e} \Delta E_t + \frac{E_t E_0}{X_e} \text{sen}\delta \Delta\delta$$

$$\Delta Q = K_7 \Delta E_t + K_8 \Delta \delta \quad (2.1.3)$$

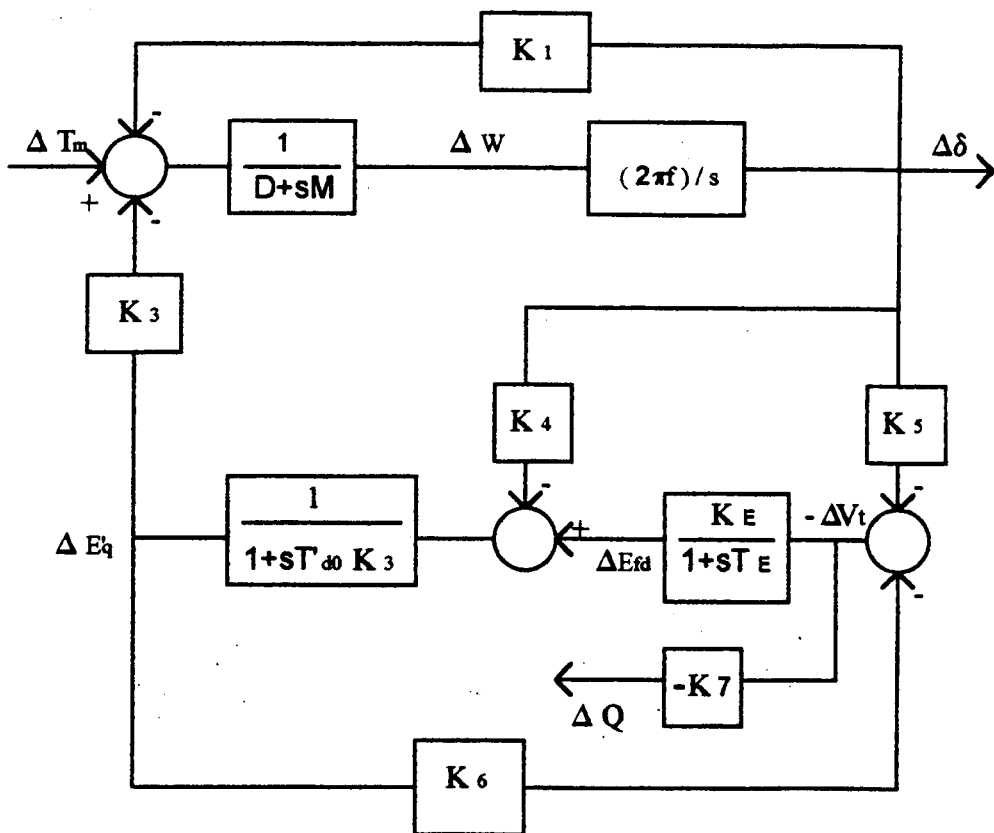
$$\text{onde } K_7 = \frac{2E_t - E_0}{X_e} \quad \text{e} \quad K_8 = \frac{E_t E_0}{X_e} \text{sen} \delta \quad (2.1.4)$$

Por outro lado, não haverá também grandes flutuações na potência reativa devido a parcela $K_8 \Delta \delta$, uma vez que para $\delta < 30^\circ$, $\text{sen} \delta \cong 0$. Dizemos que o acoplamento entre a potência reativa e o ângulo de potência é fraco [61].

Pelas considerações acima e como estamos interessados em verificar os reflexos na potência reativa decorrentes de variações sofridas pela tensão terminal da máquina, podemos fazer a seguinte aproximação na expressão da potência reativa descrita na equação 2.1.3:

$$K_8 \cong 0 \quad \Rightarrow \quad \Delta Q \cong K_7 \Delta E_t$$

O modelo linearizado de Heffron-Phillips, modificado, pode então ser apresentado conforme a Fig. 2.1.3.



Modelo Linearizado de H&P para Sistema Máquina-Barra Infinita com Representação da Potência Reativa

Figura 2.1.3

Substituindo os valores das variáveis na expressão 2.1.4, podemos obter os seguintes valores para K_7 :

Parâmetro	C.Pesada	C.Leve
K_7	5,702	1.6733

2.2- Modelo Não-Linear Máquina-Barra Infinita (Modelo IV).

De forma a analisar com maior fidelidade os efeitos do distúrbio hidráulico e das variações de carga em rampa, bem como as soluções propostas pela literatura para a solução destes problemas, utilizamos para simulação do sistema representado pela máquina síncrona contra barra infinita, e reatância pura, o modelo IV de máquinas [30, 62].

O diagrama fasorial representativo deste modelo é mostrado na figura 2.2.1 a seguir.

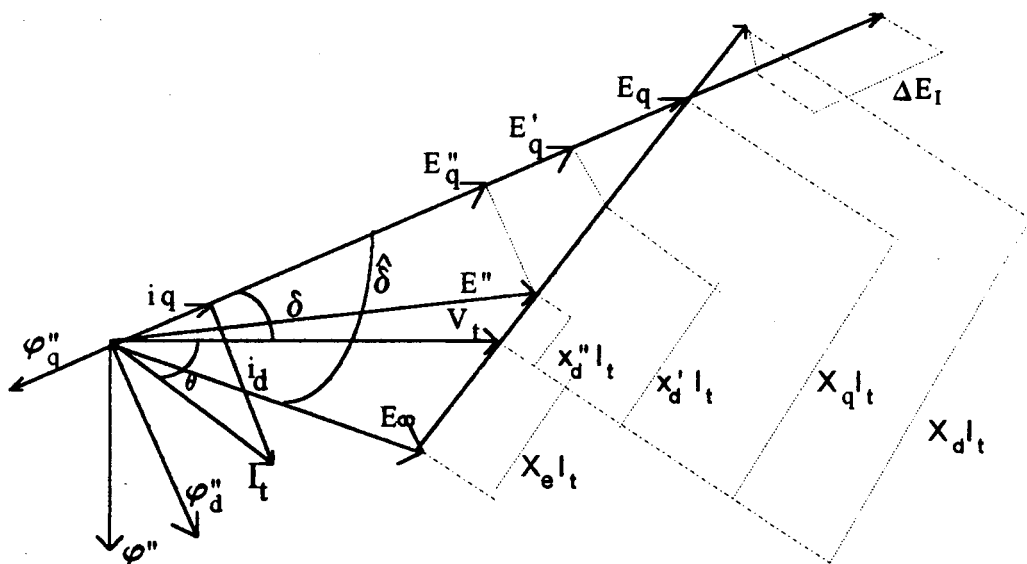


Diagrama fasorial do modelo IV do sistema máquina-barras infinita

Figura 2.2.1

Para inclusão da representação da potência reativa no modelo, faremos utilização do diagrama fasorial com representação da máquina absorvendo potência reativa, uma vez que em nossas análises sobre o distúrbio hidráulico, consideramos o período de carga leve onde geralmente os geradores trabalham subexcitados.

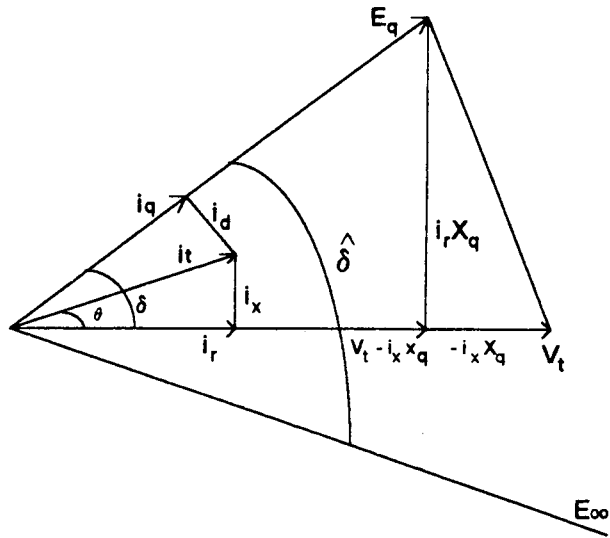


Figura 2.2.2

O diagrama unifilar abaixo, pode ser utilizado como instrumento na formulação da potência reativa.

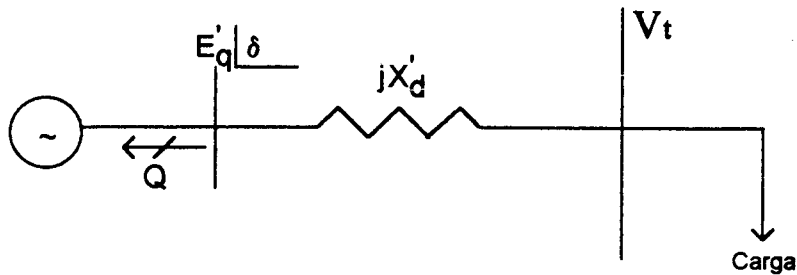


Diagrama unifilar da máquina ligada a barra terminal através da reatância transitória de eixo direto

Figura 2.2.3

e assim temos:

$$Q = \frac{E'_q V_t}{X'_d} \cos \delta - \frac{V_t^2}{X'_d} \Rightarrow Q = \frac{1}{X'_d} (E'_q V_t \cos \delta - V_t^2)$$

onde :

$$\delta = \text{tg}^{-1} \frac{i_r X_q}{V_t - i_x X_q}$$

A partir dos diagramas fasoriais das figuras 2.2.1 e 2.2.2 e aplicando regras de trigonometria, é possível se chegar ao diagrama de blocos da figura 2.2.4 [30, 62]. As equações que descrevem tal modelo estão mostradas no Apêndice B.

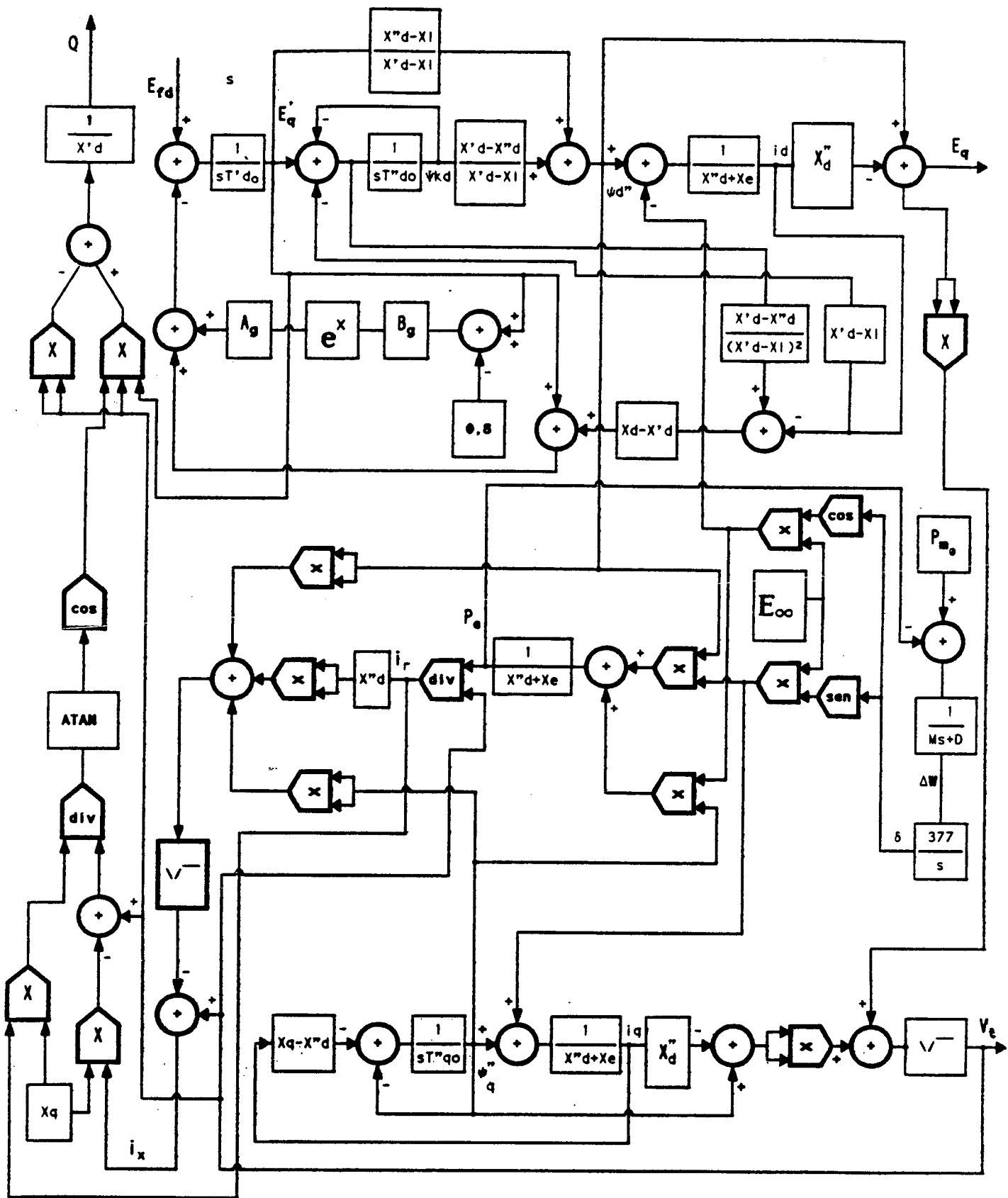


Fig. 2.2.4 - Modelo Nao Linear Maquina-Barra Infinita

2.3- Modelo Linear para Sistemas Multimáquinas.

Este capítulo busca apresentar o modelo linear de Heffron-Phillips Generalizado, para representação de sistemas multimáquinas, utilizado no intuito de mostrar que a frequência entre áreas do Sistema Elétrico Brasileiro se encontra na faixa de 0,5 Hz, ou seja, na mesma faixa de frequência do distúrbio hidráulico.

A representação desse sistema visa também aquilatar o desempenho de estruturas de estabilizadores de sistema de potência com estratégias de filtragem para a rejeição do distúrbio hidráulico, frente às oscilações entre áreas dos sistema elétrico.

Este modelo foi desenvolvido a partir do modelo máquina-barra infinita descrito no item 2.1.

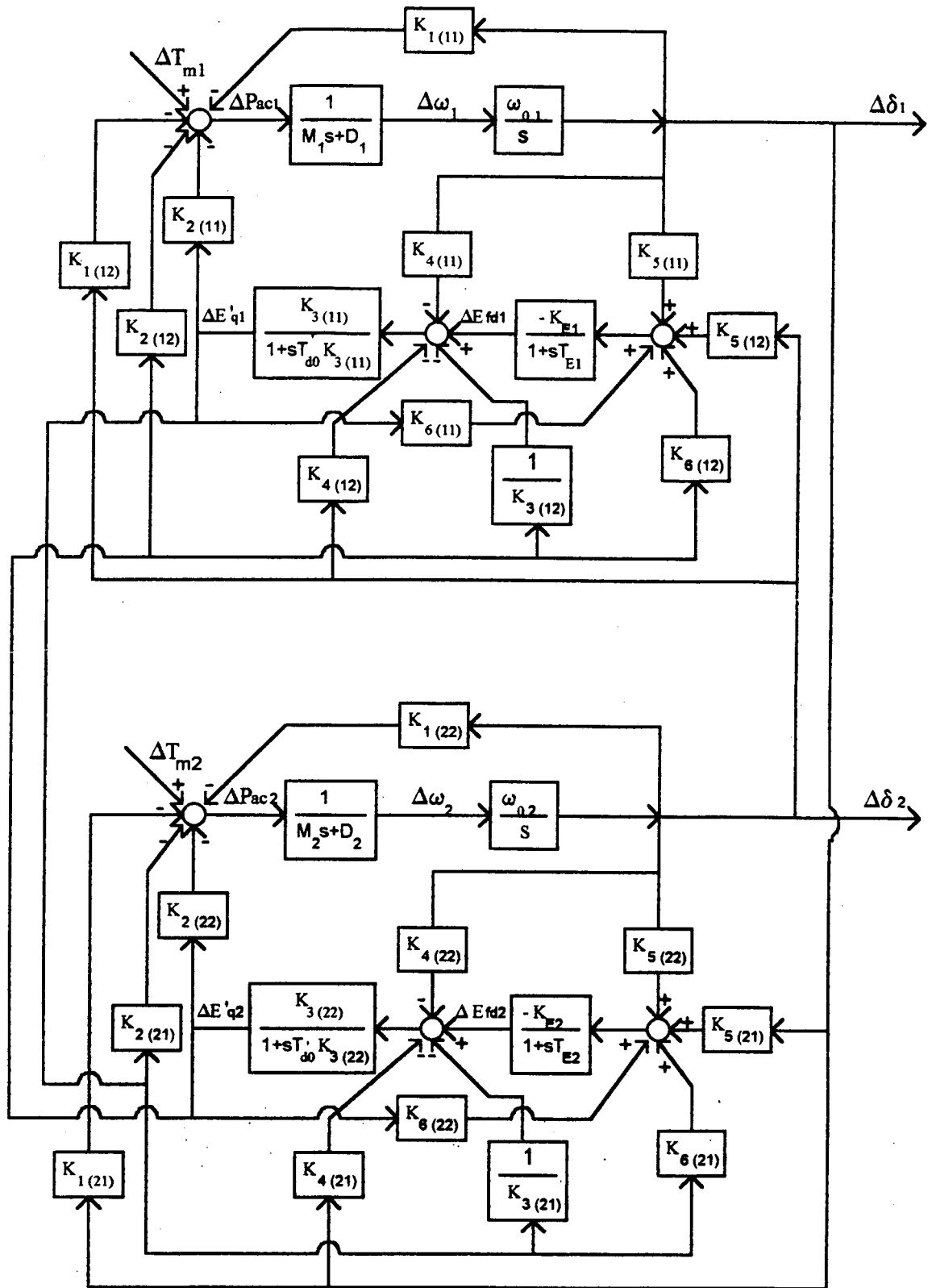
As mesmas considerações com respeito à aproximações são feitas para a formulação do modelo, quais sejam:

- são desprezados os efeitos dos enrolamentos amortecedores, a resistência de armadura, os termos $d\varphi/dt$ do estator e a saturação;
- é suposto que $x_q = x'_q$.

As equações para a determinação das constantes K bem como os valores dos parâmetros utilizados para representação do modelo, estão descritos no Apêndice C.

Através da generalização da formulação anteriormente apresentada para o caso máquina-barra infinita, podemos montar o diagrama de blocos da figura 2.3.1 a seguir, representativo de um sistema constituído por duas máquinas. Note que as constantes do modelo anterior são consideradas como matrizes $[K_1]$ $[K_6]$ no caso multimáquinas [20, 22, 23, 25].

Como exemplo de aplicação deste modelo, considerou-se o caso de duas máquinas do Sistema Sul-Sudeste do Brasil, onde a máquina 1 representa uma máquina equivalente da usina de S.Santiago e a máquina 2 representa uma máquina equivalente da usina de Itumbiara.



Modelo H&P Generalizado para Sistemas Multimáquinas

Figura 2.3.1

2.3.1- Parâmetros Utilizados nas Simulações.

Na Tabela a seguir constam os valores dos parâmetros das máquinas utilizadas para representação do modelo obtido da referência [59], e calculados pela formulação apresentada no Anexo C. Os valores em pu estão na base 100 MVA.

Parâmetros	S.Santiago	Itumbiara	Parâmetros	S.Santiago	Itumbiara
H	14,3214 s	15,7315 s	K_3 (ii)	0,6461	0,8752
X_d	0,2482 pu	0,20 pu	K_4 (ii)	- 0,0247	0,0817
X'_d	0,0855 pu	0,0712 pu	K_5 (ii)	0,0377	- 0,0422
X_q	0,1683 pu	0,1424 pu	K_6 (ii)	0,7573	0,9196
T'_{d0}	10,0 s	8,3 s	K_1 (ij)	- 0,7167	- 0,3809
K_E	450,0 pu / pu	50,0 pu / pu	K_2 (ij)	- 0,4646	0,5895
T_E	0,021 s	0,01 s	K_3 (ij)	- 6,7187	- 16,1783
D	0,0	0,0	K_4 (ij)	0,0247	- 0,0817
K_1 (ii)	0,7167	0,3809	K_5 (ij)	- 0,0377	0,0422
K_2 (ii)	4,8686	1,0334	K_6 (ij)	0,0672	0,0394

A reatância externa $x_e = 0,75$ pu. de interligação entre os dois sistemas foi obtida através da utilização do programa de equivalentes de redes *Newequiv* [63], a partir de um caso base típico, período de carga pesada, de representação do Sistema Elétrico Sul-Sudeste Brasileiro utilizado normalmente nos estudos do *GCOI* (Grupo Coordenador para Operação Interligada).

2.3.2- Cálculo da Frequência de Oscilação Através dos Autovalores da Matriz A do Sistema.

Para calcular a frequência de oscilação entre as duas máquinas representativas de duas áreas, são inicialmente escritas as equações de estado que definem o sistema constituído por estas áreas conforme apresentado no Anexo C.

Substituindo os valores dos parâmetros das máquinas na matriz A determinada no Apêndice C, é possível em seguida determinar os autovalores associados ao sistema representado pelos geradores equivalentes das usinas de S.Santiago e Itumbiara, os quais são indicados a seguir.

AUTOVALOR	VALORES	AUTOVALOR	VALORES
λ_1	-94,1091	λ_5	0,0242 - j 3,4462
λ_2	-22,7710 + j 32,1862	λ_6	0,0 + j 0,0
λ_3	-22,7710 - j 32,1862	λ_7	0,0 - j 0,0
λ_4	0,0242 + j 3,4462	λ_8	-6,1397

Analisando os autovalores descritos anteriormente, verifica-se que o sistema representado é instável uma vez que possui quatro autovalores com parte real não- negativa.

Os autovalores anteriores apontam duas frequências de oscilação:

- frequência de oscilação devido à malha de controle de excitação: $\omega_{n \text{ cont}} = 5,12 \text{ Hz}$;
- frequência de oscilação do modo interáreas: $\omega_{n \text{ int}} = 0,55 \text{ Hz}$.

Fica portanto caracterizado através do cálculo dos autovalores da matriz A do sistema, que a frequência de oscilação entre estas máquinas equivalentes está nas proximidades de 0,5 Hz.

A mesma constatação pode ser feita simulando-se o sistema representado na figura 2.3.1. As curvas das figuras 2.3.2 e 2.3.3 a seguir representam a dinâmica desse sistema, para um degrau de 20% na potência mecânica da máquina 1, considerando as condições sem *ESP* no sistema e com *ESP* na máquina 2. Tais curvas mostram uma frequência de oscilação de 0,55 Hz, coerente portanto com o valor calculado.

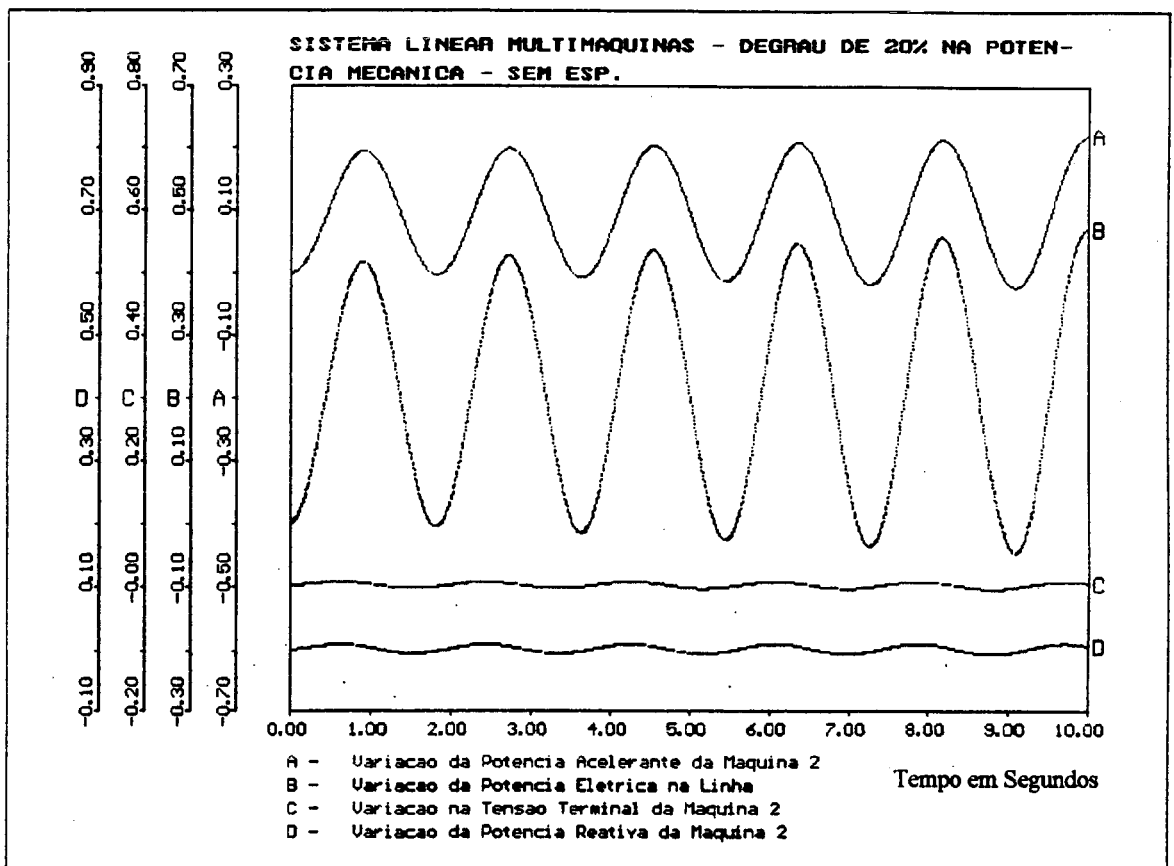


Figura 2.3.2

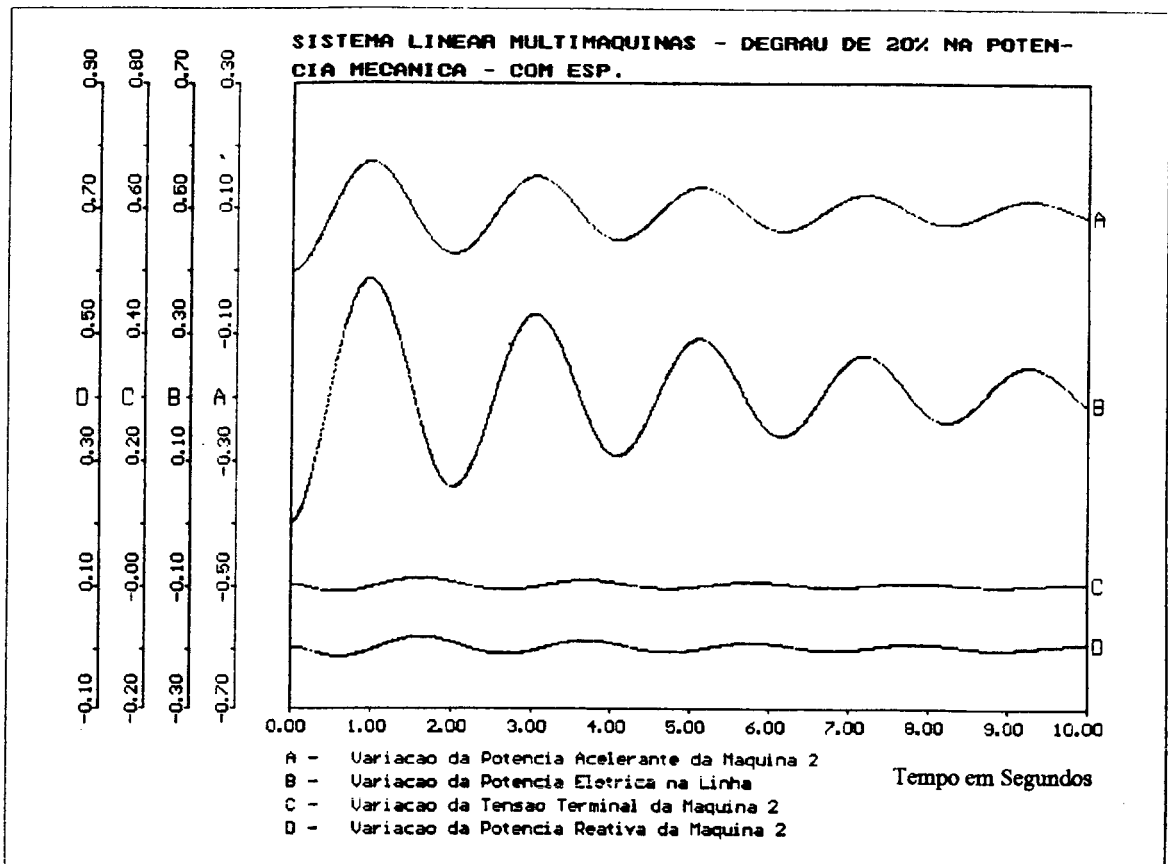


Figura 2.3.3

2.4- Representação Não-Linear para Sistemas Multimáquinas.

Para o modelo de sistema não linear multimáquinas, foi utilizado uma representação realista do Sistema Interligado Sul-Sudeste Brasileiro, a partir de um caso base de fluxo de potência elaborado pelo programa *Bigpowermod* [64]. Esta estrutura é a normalmente utilizada nos estudos do *GCOI*.

O sistema foi representado com as características e condições operativas descritas na Tabela abaixo:

Nº de Barras	1660	Esquema de Alívio de Carga	ERAC SUL	ERAC SUDESTE
Nº de Linhas	2380	Nº de Estágios	4	5
Nº de Geradores	120	% de corte / estágio	10 %	7 %
Nº de Pólos C.C.	4	Característica	Frequên. Absol.	Taxa $\Delta f / \Delta t$
Nº de Circuitos 750 kV	2	Valor de disparo	$f_0 = 58,2$ Hz	$\Delta f / \Delta t = 0,6$ Hz / s
Potência no Elo C.C.	5100 MW			
Recebimento pelo SE	2500 MW			

onde: ERAC SUL → Esquema Regional de Alívio de Carga do Sistema Sul.

ERAC SE → Esquema Regional de Alívio de Carga do Sistema Sudeste.

Com a utilização do programa *Newequiv* [63], de equivalentes de redes, foi feita uma redução na malha do sistema representado, sendo eliminadas as áreas de pouca influência na região de aplicação do curto-circuito, bem como regiões com tensão inferior a 138 kV.

Como resultado, foi obtida uma malha representada pelo sistema tronco das empresas *Furnas, Cesp, Cemig, Eletrôpaulo, Light, Eletrosul, Copel e Itaipú*.

Através do programa de análise de transitórios eletromecânicos *Transdir* [65], foi aplicado um curto-circuito monofásico, após 0,03 segundos de simulação, na barra de T. Preto 750 kV. No instante $t = 0,11$ segundos, foi simulada a abertura das linhas de 750kV entre as subestações de Itaberá e T. Preto.

No instante $t = 0,31$ segundos verificou-se a atuação de 3 estágios do *Erac SE*.

Como consequência, o sistema estabiliza permanecendo os sistemas *Sul* e *Sudeste* interligados através da rede de 230 kV e com suas máquinas em perfeito sincronismo, conforme pode ser observado no comportamento das curvas mostradas na figura 2.3.4.

As citadas curvas refletem o comportamento dinâmico das máquinas do Sistema Sul/Sudeste Brasileiro, onde a frequência de oscilação verificada entre os sistemas Sul (usina de S.Santiago) e Sudeste (usinas de Itumbiara e I.Solteira), é de 0,56 Hz.

Constata-se portanto, através da simulação de um sistema realista, que a frequência de oscilação entre áreas do Sistema Sul-Sudeste Brasileiro está na mesma faixa de frequência do distúrbio hidráulico, ou seja, 0,5 Hz.

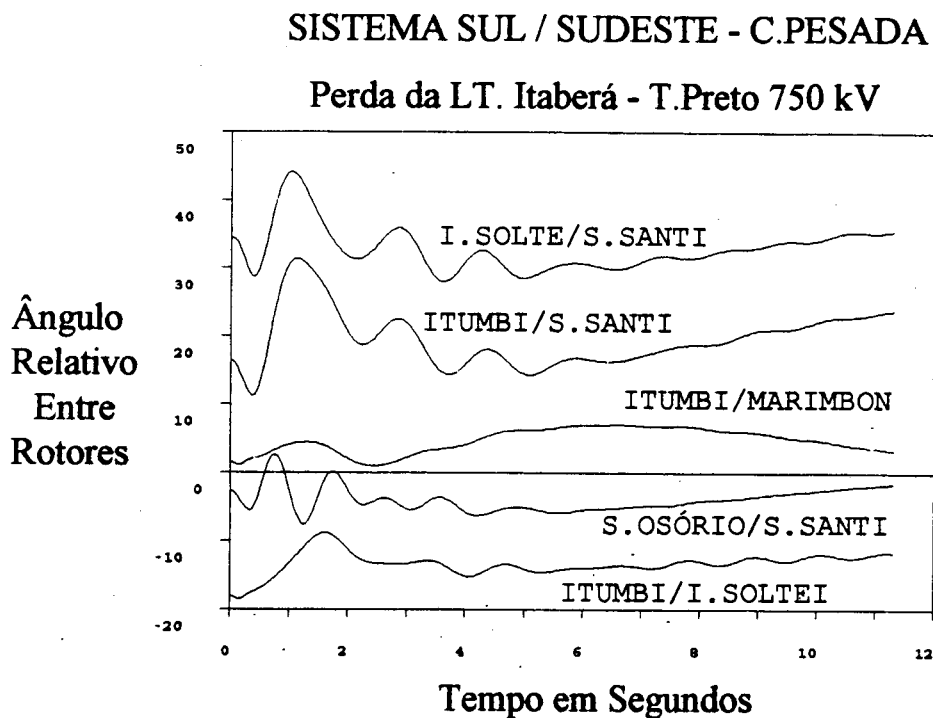


Figura -2.3.4

Como veremos nos capítulos seguintes, os modelos aqui apresentados possibilitam uma análise segura dos problemas enfocados neste trabalho, permitindo representar com alto grau de fidelidade os efeitos dos problemas detetados durante a operação real do sistema elétrico.

CAPÍTULO - 3

Sistemas de Controle de Excitação, Estabilidade e Estabilizadores de Sistema de Potência

3.1- Sistemas de Controle de Excitação.

3.1.1- Importância do Controle de Tensão nos Sistemas Elétricos.

O controle de tensão nos terminais dos geradores em sistemas elétricos de potência, exerce uma função importante na operação destes sistemas. Este controle é necessário para garantir o fornecimento de energia aos consumidores com a tensão de alimentação se mantendo dentro de uma faixa estreita e envolvendo o valor nominal especificado para os equipamentos. Uma faixa mais estreita determina um melhor desempenho no controle de tensão do sistema elétrico, para variações amplas na potência fornecida às cargas elétricas. A mesma depende da disponibilidade de potência reativa existente no sistema, tendo em vista a energia reativa gerada ou consumida pelos geradores das usinas e reatores ou obtida através de bancos de capacitores, compensadores síncronos e compensadores estáticos.

A função do controle da tensão terminal para operação em regime dos geradores das usinas elétricas, é realizada pelo sistema de excitação. Este deve fornecer corrente contínua ao enrolamento de campo, de forma a produzir uma tensão de excitação coerente com a tensão terminal desejada e com os despachos de potência ativa e reativa exigidos pelo sistema elétrico.

3.1.2- Efeitos do Sistema de Excitação Sobre a Estabilidade.

Uma outra exigência fundamental para a operação confiável de um sistema elétrico é a manutenção do sincronismo entre os geradores, não só em condições de regime permanente, mas também no seguimento às condições transitórias resultantes de variações súbitas de cargas e configuração do sistema, bem como resultantes de curto-circuitos. É também desejável que as oscilações causadas pelos diferentes tipos de faltas possíveis sejam amortecidas de forma efetiva.

No passado, a utilização de sistemas de excitação contendo amplificadores rotativos resultava na variação da sua tensão de saída (para variações bruscas na tensão terminal da máquina) realizada com relativa lentidão e com constantes de tempo da ordem de alguns segundos. Esta característica dos sistemas de excitação implica em menor efeito sobre a habilidade dos geradores na manutenção do sincronismo entre os mesmos durante perturbações no sistema elétrico. Por outro lado, as tendências de aumento das reatâncias dos geradores e de maior carregamento dos sistemas elétricos conduziram à utilização de sistemas de excitação com ganhos relativamente mais altos e com constantes de tempo bastante reduzidas, de forma a compensar a redução resultante nos limites de estabilidade transitória, e a operação com maiores defasagens angulares entre os rotores dos geradores.

Estas características de ganho elevado e rapidez de atuação, são encontradas nos sistemas de excitação estáticos atualmente de uso generalizado. Os mesmos são necessários para o aumento dos torques sincronizantes durante a excursão do ângulo do rotor provocada por faltas tais como curto-circuito, abertura de linhas, etc.

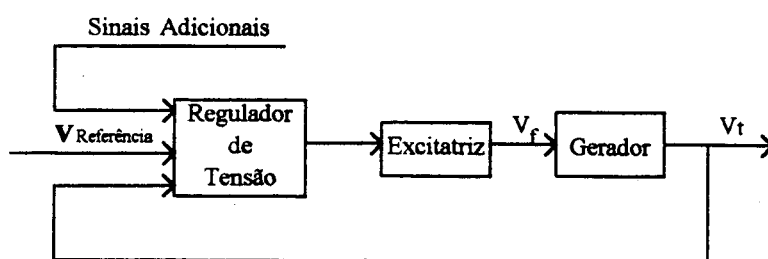
As características mencionadas para os sistemas de excitação estáticos podem, entretanto, conduzir a uma deterioração sensível do amortecimento das oscilações dos geradores ou mesmo levar a uma impossibilidade operativa, por instabilidade, nos casos em que o sistema de transmissão apresente capacidade de potência reduzida. A instabilidade pode se revelar mesmo sob condições de operação com um carregamento das unidades geradoras relativamente pequena em comparação com sua potência nominal. Esta situação pode ser melhor compreendida nas análises do item 3.2.

3.1.3- Representação dos Sistemas de Excitação.

Os geradores das usinas que produzem energia elétrica são máquinas síncronas e como tal possuem um campo no rotor alimentado por corrente contínua.

O sistema de excitação, é o conjunto integrado de componentes que se encarrega de alimentar o campo do gerador, aí incluídos aqueles necessários para regular a excitação, de modo a realizar todas as ações de controle. O regulador automático de tensão é parte integrante do sistema de excitação e intimamente associado a este.

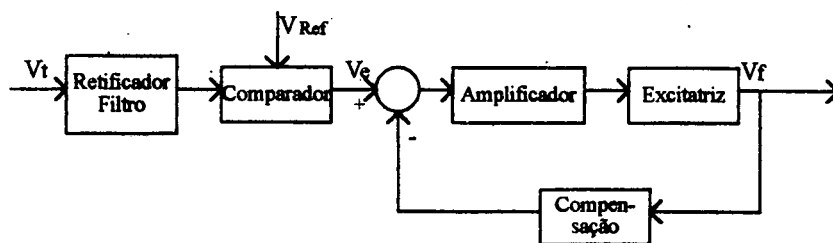
Esquemáticamente, podemos representar o gerador e sua excitação pela figura 3.1.1 a seguir:



Sistema Gerador + Excitatriz + Regulador de Tensão

Figura - 3.1.1

O conjunto regulador e excitatriz pode ser melhor detalhado no diagrama da Fig.3.1.2 abaixo:



Sistema Regulador de Tensão + Excitatriz

Figura - 3.1.2

As figuras anteriores apresentam o conjunto regulador de tensão-excitatriz que é encarregado de alimentar o campo do gerador com tensão e corrente, controlando desta forma não apenas a tensão terminal do gerador, mas principalmente o fator de potência do mesmo, através de maior ou menor geração/absorção de potência reativa. A excitatriz em si pode ser um gerador de corrente contínua acionado pelo eixo do próprio gerador. Os sistemas de excitação mais modernos utilizam excitatrizes estáticas com retificação a tiristores alimentadas pelo próprio terminal do gerador.

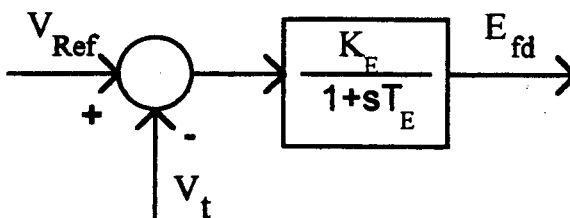
O regulador de tensão constitui a parte inteligente do sistema, pois controla a saída da excitatriz de maneira a produzir o desejado controle da tensão terminal do gerador.

O princípio de funcionamento do sistema de excitação é sempre o mesmo, seja em sistemas antigos onde o regulador é operado via reostato de campo, seja nos sistemas totalmente estáticos (excitatriz + regulador de tensão) mais modernos. Assim, pela fig.3.1.2, a tensão de saída do gerador (V_t) é reduzida por um transformador, retificada e filtrada para ser comparada a uma tensão de referência, resultando em um sinal de erro, que juntamente com o sinal realimentado pela compensação, é amplificado e via excitatriz, injetado no campo do gerador [11, 58, 70, 75].

3.1.4- Modelagem de Sistemas de Excitação.

Os modelos mais amplamente utilizados são aqueles definidos pelo *IEEE*, alguns dos quais são descritos no Apêndice D.

Neste trabalho, será dada particular ênfase à utilização de sistemas de excitação estáticos a tiristores, cujo modelo é também descrito no apêndice D. Considerando que se tem interesse em oscilações de frequência entre 1 e 2,5 Hz, é concebível representar de forma simplificada o sistema de excitação como:



onde K_E é o *ganho transitório* do regulador, isto é, o ganho resultante da redução transitória do ganho estático por efeito da compensação (feita tipicamente através de um compensador passa-baixas).

3.2- Estabilidade Dinâmica e Torques nos Geradores Síncronos.

3.2.1- Estabilidade Transitória Versus Estabilidade Dinâmica.

A estabilidade dos geradores síncronos pode ser classificada em dois tipos principais, a saber, estabilidade transitória e estabilidade dinâmica.

A estabilidade transitória é definida pela capacidade dos geradores síncronos em um sistema elétrico de se manterem em sincronismo quando da ocorrência de perturbações resultantes de curto-circuitos, abertura de disjuntores e religamentos, sendo dependente fundamentalmente da severidade do impacto. A estabilidade transitória pode ainda ser caracterizada pelo tipo, localização e duração da falta. A mesma pode ser agravada pelo fato dos geradores estarem operando, antes da perturbação, com um nível de potência ativa próxima ao limite de estabilidade de regime permanente associada à configuração pós-falta do sistema [70].

A estabilidade dinâmica por outro lado é caracterizada pela capacidade do sistema elétrico de manter-se em sincronismo durante pequenas perturbações (tais como entrada e saída de pequenos blocos de cargas ou unidades geradoras no sistema elétrico).

De um modo geral, o sistema se aproxima do seu limite de estabilidade dinâmica com o aumento do despacho de geração em usinas remotas ou com o enfraquecimento de sua capacidade de transmissão (abertura de linhas, ligação de reatores ou desligamento de bancos de capacitores, etc.). Tal enfraquecimento, causa uma maior separação (abertura angular) entre os terminais transmissores e receptores do sistema elétrico, implicando na redução da capacidade de amortecimento de oscilações.

O problema da estabilidade dinâmica é bastante sensível aos seguintes fatores [1, 3]:

- a) Carregamento do sistema. Quanto maior este carregamento, maior será a separação angular entre os rotores dos terminais transmissores e receptores da potência elétrica, o que tende a prejudicar a estabilidade dinâmica.
- b) Capacidade de transmissão das fontes remotas. Qualquer enfraquecimento da transmissão, causa uma maior abertura angular entre as máquinas do sistema transmissor e receptor, contribuindo negativamente para o amortecimento das oscilações.
- c) Características da carga. Quanto maior a porcentagem da parte real da carga que possa ser representada por impedância constante ao invés de corrente ou potência constante, maiores são os benefícios para o amortecimento das oscilações. Isto é devido a influência da característica da carga no grau com que mudanças angulares influem nas mudanças de tensão ($k_5 = \Delta V_t / \Delta \delta$) e, portanto, na ação do regulador de tensão.

3.2.2- Torques de Sincronização e de Amortecimento em Geradores Síncronos.

Os efeitos relativos à instabilidade dinâmica de um gerador síncrono, podem ser analisados supondo um desvio de pequena amplitude $\Delta\delta$ no ângulo de carga da máquina.

Em uma dada frequência de oscilação, o torque elétrico desenvolvido no interior da máquina pode ser decomposto em um componente em fase com o ângulo de torque e um componente em fase com a velocidade do eixo da máquina. Isto é, dada uma relação entre torque elétrico e ângulo de torque em uma dada frequência ω_0 :

$$\Delta T_e(j\omega_0) = F(j\omega_0) \Delta\delta \quad (3.2.1)$$

é sempre possível decompor ΔT_e como:

$$\Delta T_e(j\omega_0) = \Delta T_s(\omega_0) + j\Delta T_d(\omega_0) \quad (3.2.2)$$

onde

$$\Delta T_s(\omega_0) = K_s(\omega_0) \Delta\delta \quad (3.2.3)$$

e

$$\Delta T_d(\omega_0) = K_d(\omega_0) \Delta\omega_G \quad (3.2.4)$$

$$\text{Para a estabilidade dinâmica, exige-se que [1]: } \Delta T_s > 0 \quad (3.2.5)$$

$$\Delta T_d > 0 \quad (3.2.6)$$

A condição (3.2.5) significa que existe um torque de sincronização líquido positivo no interior da máquina que age no sentido de restabelecer a posição relativa entre o campo magnético produzido pelo enrolamento de campo e o campo girante da máquina, após a ocorrência de uma perturbação de carga. A condição (3.2.6), por outro lado, traduz a existência de componentes de torque em fase com a velocidade capazes de amortecer as oscilações resultantes da perturbação.

Na referência [1], é mostrado que a utilização de reguladores de tensão a tiristores, caracterizados por baixas constantes de tempo e altos ganhos, é benéfica quanto ao esforço dos torques de sincronização, particularmente em condições de carga pesada e sistema de transmissão fraco entre o gerador e o sistema a que o mesmo está conectado. Entretanto, nestas mesmas condições os reguladores de tensão rápidos e de alto ganho não apenas tendem a destruir o amortecimento intrínseco da máquina como também criam torques de amortecimento negativo.

A solução para os problemas de falta de amortecimento na rede elétrica, é encontrada no uso de *estabilizadores de sistema de potência (ESP)* junto aos sistemas de excitação. Por meio de uma função de transferência adequada, é possível garantir que os ESPs produzam um torque com um componente significativo em fase com a velocidade, em torno das frequências de oscilação de interesse [1, 3, 16]. Obtem-se assim um torque de amortecimento positivo para diversas condições de operação.

3.3- Estabilizadores de Sistema de Potência (ESPs)

3.3.1- Função Básica dos ESPs.

Os ESPs visam primordialmente a produção de torque de amortecimento positivo, tanto para eliminar o efeito indesejável do regulador de tensão referente a redução do amortecimento, quanto para amortecer outras oscilações eletromecânicas indesejáveis no sistema elétrico. A atuação dos ESPs não deve entretanto prejudicar o torque sincronizante do gerador.

A frequência das oscilações de interesse se situa na faixa de 0,2 a 2,0 Hz e a falta de amortecimento das mesmas pode ocasionar limitações na capacidade de transmissão do sistema elétrico [3].

3.3.2- Tipos de ESPs Mais Comumente Utilizados.

- ESP Derivado do Desvio de Velocidade ($\Delta\omega$).

O sinal de velocidade é obtido através de um taquímetro colocado junto ao regulador de velocidade, ou em pontos bem definidos e selecionados da máquina (pontos de nó para oscilações torcionais do eixo [58]).

Os principais problemas de desempenho dos ESPs derivados do desvio de velocidade, estão associados aos modos de alta frequência (modos torcionais, modo da excitatriz, ruído dos transdutores, ação de cargas especiais de grandes indústrias tipo fornos a arco). Tais problemas podem limitar bastante o ganho implementado no ESP, reduzindo sua eficiência nos modos locais e interáreas [10].

Para a eliminação dos problemas de alta frequência acima citados, costuma-se utilizar pesados filtros passa baixas na estrutura dos ESPs de velocidade.

Os ESPs de velocidade apresentam ainda dificuldades de ajustes, sendo também sensível aos problemas de regulação de frequência [3, 10].

O melhor desempenho deste tipo de ESP se verifica nas faixas de baixa frequência, sendo o mesmo imune aos problemas típicos desta faixa de frequência tais como [10, 19]:

- amplificação das oscilações na potência elétrica, originárias das variações de pressão devido à vórtices nos dutos de sucção de turbinas Francis.
- sensibilidade às tomadas rápidas de cargas devido a ação do operador ou do controle de carga-frequência.

- ESP Derivado da Frequência da Tensão da Barra [10, 16, 58].

O sinal da frequência da tensão é obtido por intermédio de um transdutor de natureza eletrônica, e que fornece um valor médio a cada dois ciclos.

Um transdutor de desvio de frequência típico pode ser aproximado por um bloco como o indicado na figura 5.3.1 a seguir, onde $T_d \cong 0,03 \text{ s} - 0,05 \text{ s}$ [58].

Há informações de que a tecnologia atualmente disponível, nos proporciona condições de obtermos transdutores (e^{-st}) com atraso de tempo da ordem de 8 ms [J. M. Soares - Dezembro/93].

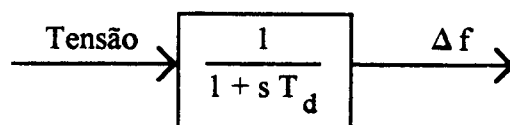
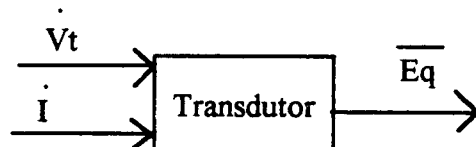


Figura - 3.3.1

A tensão aplicada ao transdutor de frequência pode ser a tensão terminal da máquina, a tensão do barramento de alta da usina, ou mesmo uma tensão sobre o eixo em quadratura da máquina. Neste último caso se lança mão de um outro transdutor que calcula uma tensão E_q a partir de valores medidos de tensão terminal e corrente.



$$\bar{E}_q = \dot{V}_t + j \dot{I} X_q$$

Figura - 3.3.2

A proporção que se desloca a medida da frequência, da barra interna da máquina para a barra de alta, diminuem as amplitudes das oscilações entre as máquinas da usina, e das oscilações dos modos torcionais. A barra de alta da usina sofre também bastante influência do sistema de potência, tornando atraente o uso da medida de frequência neste ponto uma vez que a fase necessária para compensação é menor; aumenta-se ainda a sensibilidade aos modos local e interáreas [66].

Os ESPs de Δf têm características de desempenho semelhantes aos ESPs de $\Delta \omega$. A principal diferença no uso da frequência como sinal de entrada do ESP, ao invés de $\Delta \omega$ é que a sensibilidade do sinal de frequência às oscilações do rotor aumenta quando o sistema de transmissão torna-se mais fraco (reatância externa aumenta). Torna-se assim

mais fácil o ajuste do estabilizador para a obtenção de um melhor desempenho em condições de alta reatância externa, situação onde mais é necessária a ação do ESP [16]. Outra vantagem do sinal de frequência é que a mesma é mais sensível a modos de oscilação interáreas do que a modos que envolvem máquinas individuais. Como consequência, é possível se obter maior contribuição de amortecimento para modos de oscilação interáreas utilizando-se a frequência ao invés do desvio de velocidade.

- ESP Derivado da Potência Elétrica.

Na síntese do ESP, utilizando-se como sinal de entrada $\Delta\omega$ ou Δf , busca-se uma compensação de fase através de uma função derivativa (avanço de fase), o que implica em amplificação de ruídos e de oscilações nos modos de alta frequência. No entanto, se for utilizado como entrada um sinal que esteja avançado da velocidade, como por exemplo a aceleração do rotor, haverá necessidade de se fazer atraso, ao invés de avanço de fase, o que é mais fácil de sintetizar.

Consideremos α a aceleração do rotor. Podemos assim escrever:

$$M\alpha = \Delta P_m - \Delta P_e \quad \rightarrow \quad \alpha = \frac{1}{M}(\Delta P_m - \Delta P_e)$$

$$\alpha = s \Delta\omega_G$$

Devido às dificuldades para se medir a aceleração do rotor, e como as variações de P_e são mais rápidas que as de P_m , supõe-se que na faixa de interesse, $\Delta P_m \cong 0$. Temos portanto as expressões abaixo:

$$\alpha = \frac{1}{M}(-\Delta P_e) \quad \rightarrow \quad \Delta\omega_G \cong \frac{1}{M_s}(-\Delta P_e)$$

Verifica-se, portanto, que é possível utilizar a medida de potência elétrica como sinal de entrada do ESP.

Talvez, devido à sua facilidade de ajuste, por apresentar bom amortecimento para os modos locais de oscilação, bem como forte rejeição aos modos de alta frequência, o ESP de potência elétrica teve seu uso disseminado na maioria dos sistemas elétricos.

A desconsideração das variações da potência mecânica na síntese desse ESP, traz como consequência problemas de desempenho frente a distúrbios de baixa frequência, tais como os citados anteriormente.

- ESP Derivado da Potência Acelerante.

Basicamente, existem três tipos de síntese da medida da potência acelerante, utilizados em ESPs.

- O primeiro, utiliza a medida de abertura do distribuidor (y), tendo em vista as facilidades para a obtenção da mesma, como sinal para representar as variações na potência mecânica juntamente com a potência elétrica [4, 74].

Observa-se na literatura restrições na utilização desta síntese, para representação da potência mecânica nos ESPs de potência acelerante [7, 16, 19, 58].

- O segundo, segue uma idéia original da PTI [4]. Sua estrutura é definida a partir das seguintes equações, onde P_{ac} , P_m , e P_e representam, respectivamente, a potência acelerante, a potência mecânica e a potência elétrica da máquina.

$$P_{ac} = P_m - P_e \Rightarrow P_m = P_{ac} + P_e$$

$$P_m = M s \omega_G + P_e$$

Definindo-se:

$$P'_m = \frac{P_m}{1+sT}$$

obtêm-se

$$P'_m = \frac{M s}{1+sT} \omega_G + \frac{1}{1+sT} P_e$$

e

$$P'_{ac} = P'_m - P_e$$

Pode-se portanto montar a estrutura abaixo:

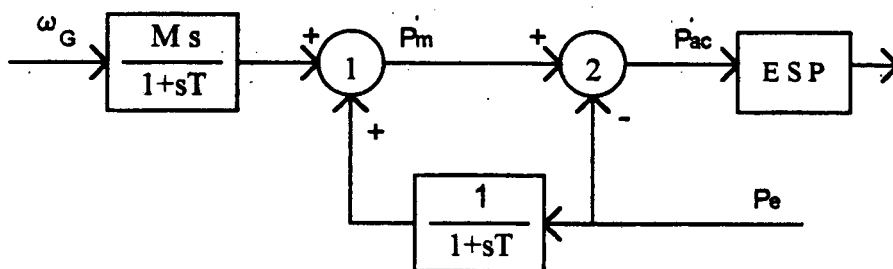


Figura 3.3.3 - ESP Pa Modelo PTI

O termo $\frac{1}{1+sT}$ representa um filtro passa-baixas, colocado no laço da velocidade para rejeição dos modos de alta frequência.

- O terceiro método para síntese da potência acelerante é uma variação do modelo anterior, adaptada e aplicada no sistema da Ontario Hydro [9]. As seguintes equações são utilizadas na montagem da estrutura:

$$\Delta\omega_{eq} = \frac{1}{M} \int (\Delta P_m - \Delta P_e) dt$$

$$\int \Delta P_m = M \Delta\omega + \int \Delta P_e$$

$$\Delta\omega_{eq}(s) = -\frac{\Delta P_e(s)}{M s} + G(s) \left[\frac{\Delta P_e(s)}{M s} + \Delta\omega(s) \right]$$

A estrutura que representa esta síntese, vem mostrada a seguir.

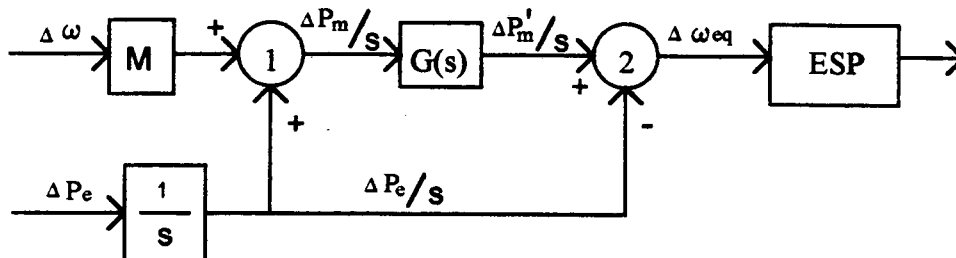


Figura - 3.3.4 - ESP Pa - Modelo Ontario Hydro

Onde $G(S)$ representa o filtro passa-baixas visando a rejeição de modos torcionais e ruídos.

Os ESPs de potência de aceleração buscam, através da ação combinada dos sinais de potência elétrica e do desvio de velocidade (ou frequência), reunir os benefícios proporcionados pelo canal de potência elétrica em altas frequências e pelo desvio de velocidade (ou frequência) nos modos de baixa frequência. Apresentam assim um desempenho bem superior aos ESPs que utilizam estes sinais individualmente.

Têm também um excelente desempenho frente aos problemas característicos dos modos de alta e baixa frequência apontados anteriormente, com exceção dos distúrbios de baixa frequência na potência elétrica devido à oscilação de pressão no duto de sucção da turbina.

3.3.3- Método de Compensação de Fase para Ajuste de ESP.

A representação do ESP, pode ser idealizada pelas funções de transferência abaixo [3].

$$PSS_{\omega}(s) = \frac{D_{PSS}}{GEP(s)} \Rightarrow \text{para ESPs derivados da velocidade do rotor ou da frequência da barra.}$$

$$PSS_{Pe}(s) = \frac{D_{PSS}}{s GEP(s)} \Rightarrow \text{para ESPs derivados de potência.}$$

O termo $GEP(s)$ representa a variação de torque elétrico em função das variações na tensão de referência do regulador, sendo que nela estão incluídos todos os atrasos de fase causados pelo conjunto máquina-regulador de tensão [1, 3, 58].

Para se ter um torque elétrico em fase com a velocidade, é necessário que [1, 3, 58]:

$$\angle PSS(s) + \angle GEP(s) = 0 \quad (3.3.1)$$

Na prática, procura-se não compensar integralmente o atraso de fase, evitando-se assim o aparecimento de torques dessincronizantes para as frequências mais baixas.

Para ajustar o ESP, é necessário pois determinar o ângulo de fase da função de transferência $GEP(s)$ na frequência de interesse.

Do diagrama da Figura 2.1.1, podemos obter a expressão abaixo:

$$\left. \frac{\Delta V_t}{\Delta V_{Ref}} \right|_{\substack{\Delta \omega = 0 \\ K_5 = 0}} = \frac{K_6}{K_2} \cdot GEP(s)$$

Através da equação acima, é possível determinar o ângulo de fase de $GEP(s)$. No campo, sua determinação pode ser feita escolhendo-se situações operativas nas quais o valor de K_5 apresente valores reduzidos. A obtenção do referido ângulo pode ser feita também por simulação, utilizando-se um valor elevado para a constante de inércia da máquina [58].

4.3.4- Representação das Estruturas de ESPs Utilizadas neste Trabalho.

Os ESPs utilizados neste trabalho têm suas estruturas representadas por :

1. ESP de Potência Elétrica:

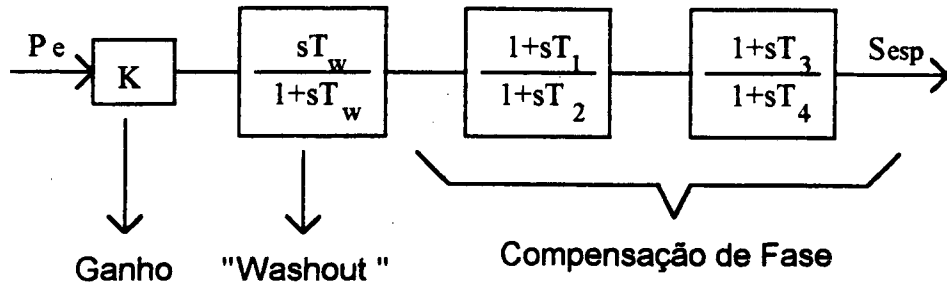


Figura - 3.3.5

O bloco "washout" na estrutura do ESP_{pe} , tem a finalidade de assegurar que o sinal estabilizador não provocará deslocamentos na referência do regulador de tensão em regime permanente.

2. ESP de Potência Acelerante:

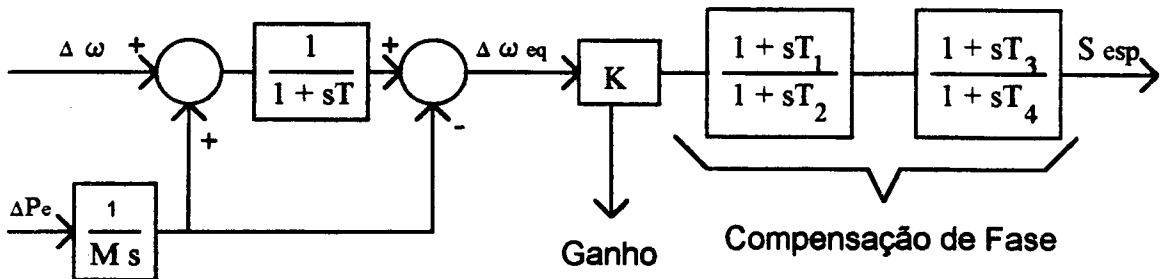


Figura - 3.3.6

Os ESPs são amplamente utilizados na solução das dificuldades de falta de amortecimento de sistemas elétricos, apresentando uma relação custo benefício extremamente baixa. No entanto, problemas típicos da operação do sistema elétrico interferem negativamente no desempenho destes equipamentos. Alguns destes problemas são apresentados no capítulo a seguir.

CAPÍTULO - 4

Caracterização de Problemas de Baixa Frequência que Afetam o Desempenho dos ESPs de Potência

4.1- Introdução.

Apresentamos neste capítulo, uma abordagem sobre os problemas típicos de baixa frequência que afetam o desempenho dos sinais estabilizadores derivados de potência.

São citados valores de variações nas grandezas elétricas registradas na operação real de alguns sistemas, os quais serviram como base para simulação dos referidos distúrbios.

O item referente ao distúrbio hidráulico foi detalhado no intuito de melhor esclarecer a origem e o comportamento deste fenômeno.

As simulações realizadas com ESPs de potência elétrica e potência acelerante, em presença do distúrbio hidráulico e das tomadas de carga em rampa, comprovaram as situações verificadas na operação real dos sistemas elétricos.

4.2- Interação com Modos Lentos do Regulador de Velocidade (Ciclos limites).

É frequente a ocorrência de zonas mortas no servo motor principal dos reguladores de velocidade de geradores síncronos. Esta não linearidade num laço de realimentação produz, no sistema de regulação de velocidade, oscilações sustentadas próximas a 0,1 Hz, denominadas ciclos limites. A amplitude destas oscilações é inversamente proporcional ao ganho do laço direto do servo motor principal [31,67].

Tais oscilações, prejudicam o desempenho dos ESPs de potência elétrica, uma vez que os mesmos não levam em consideração as variações na potência mecânica.

4.3- Tomada ou Retirada de Carga em Rampas Elevadas (cerca de 6%/s).

Devido à baixa eficiência dos ESPs de potência elétrica nos modos de baixa frequência, e também devido ao baixo tempo de resposta de certos reguladores de velocidade, estes ESPs fazem variar excessivamente a tensão terminal da máquina e conseqüentemente a sua potência reativa, durante processos de rejeição ou tomadas de carga em rampas. Tais processos apresentam normalmente, taxas elevadas (6%/s) [4, 16, 8, 5]. Estas variações, além de nocivas ao sistema elétrico, são intoleráveis para a operação local da usina. Alguns autores mencionam a necessidade do desligamento do ESP de potência elétrica durante tomadas de carga [16]. Variações de cerca de 11% na potência ativa, podem acarretar variações de cerca de 3,5% na tensão terminal da máquina [15]. Há também registros de variações de cerca de 40 MVar (0,29 pu) para uma tomada de carga de 70 MW (0,5 pu) na usina de Itaúba da CEEE [7].

A situação acima pode ser ilustrada simulando-se o sistema descrito no item 2.2 frente a uma tomada de carga com uma taxa de 6%/s. Observa-se que na situação sem o ESP (figura 4.3.1), não há praticamente variação na tensão terminal ou na potência reativa da máquina. Colocando no entanto um ESP de potência elétrica ajustado nos termos do item 3.3.3, verifica-se que uma tomada de carga de 0,3 pu provoca uma depressão tanto na tensão terminal quanto na potência reativa da máquina (0,12 pu), comportamento este similar ao observado nos sistemas em operação (figura 4.3.2).

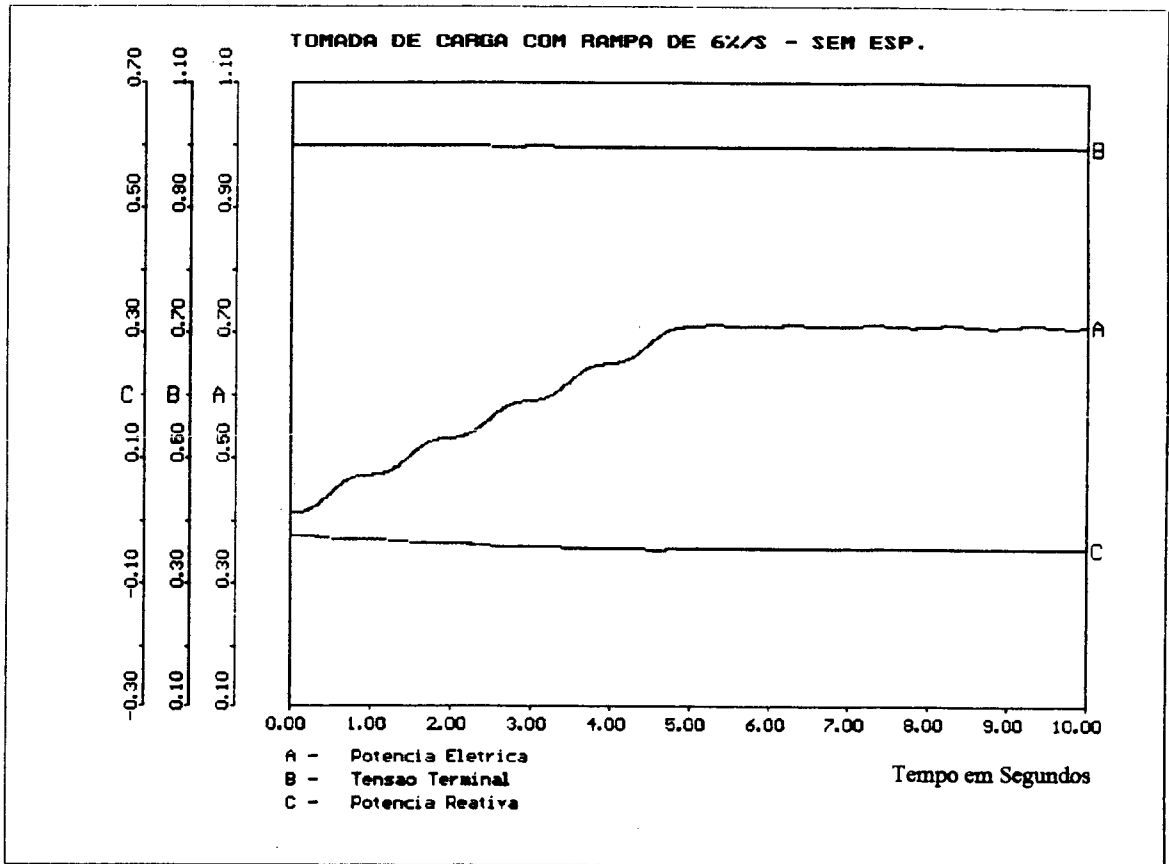


Figura - 4.3.1

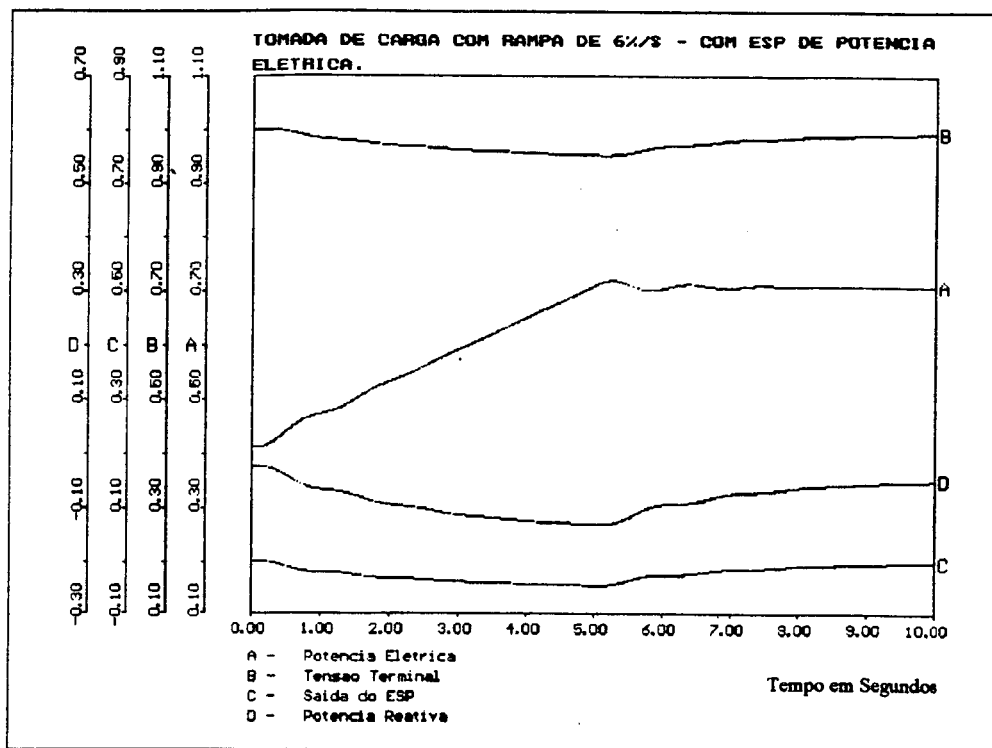


Figura - 4.3.2

4.4- Oscilações de Origem Hidráulica na Potência Elétrica da Máquina [6,8,15,16].

Este fenômeno tem sido observado em vários sistemas elétricos, dando origem a diversos trabalhos publicados sobre o assunto [5,6, 8, 15,16,58].

O mesmo afeta o desempenho tanto dos ESPs de potência elétrica quanto de potência acelerante. Os ESPs são sensibilizados pelo distúrbio hidráulico, via oscilações na potência elétrica, fazendo variar a tensão terminal e a potência reativa da máquina. Tais oscilações chegam a cerca de 9% na potência elétrica, 3,5% na tensão terminal e 8% na potência reativa [6, 8, 15] trazendo dificuldades à operação do sistema. As mesmas podem mascarar outras formas de oscilações peculiares aos sistemas elétricos de potência.

O objetivo dos ESPs, é o amortecimento das oscilações eletromecânicas do sistema, sendo portanto ineficazes no amortecimento das oscilações devido ao distúrbio hidráulico, uma vez que as causas do mesmo não são elétricas. Estas oscilações são mais acentuadas em usinas com turbinas Francis e ocorrem quando as máquinas estão operando com geração reduzida devido a baixos períodos de carga no sistema, ou devido a limitações no sistema de transmissão.

A ocorrência do distúrbio hidráulico em sistemas elétricos, implicou, em alguns casos na necessidade de desligamento do ESP [6, 16, 68], ou de redução do ganho do mesmo [15, 58, 68], acarretando, conseqüentemente, menor capacidade do ESP para o amortecimento das oscilações eletromecânicas. Em outros casos, a adoção de limites operativos com faixas indesejáveis para a operação da máquina, tirou a flexibilidade operativa da usina [58].

A frequência de oscilação do distúrbio hidráulico, guarda uma relação direta com a velocidade do rotor, podendo ser expressa por:

$$f \cong \frac{\text{RPM}}{240} \text{ Hz,}$$

onde RPM é o número de rotações por minuto da máquina [31, 44, 49, 52]. Esta oscilação é no entanto variável tanto em frequência quanto em amplitude, sendo proporcional ao despacho de geração adotado na máquina, ou seja, quanto menor a geração da máquina, menor a frequência e maior a amplitude da oscilação [6, 58]. Um fator complicador no processo de rejeição destes distúrbios hidráulicos é o fato de que sua frequência de oscilação está na mesma faixa de frequência do modo interáreas da maioria dos sistemas elétricos (0,5 Hz). Assim, a simples aplicação de filtros para rejeitar a perturbação de origem hidráulica pode inibir a atuação do ESP em uma das situações onde ela é mais desejável, ou seja, no amortecimento dos modos interáreas.

Para a análise do problema bem como das estratégias de solução para o mesmo, o distúrbio hidráulico é simulado conforme a figura 4.4.1.

Buscamos representar nesta situação, o comportamento do distúrbio em uma turbina com baixa carga que aumenta sua potência durante alguns segundos para logo após reduzi-la. Como consequência, a oscilação se inicia com uma frequência de 0,43 Hz, reduz sua amplitude e aumenta sua frequência atingindo um máximo de 0,58 Hz. Após alguns segundos, volta a aumentar sua amplitude e reduzir sua frequência de oscilação atingindo um mínimo de 0,41 Hz.

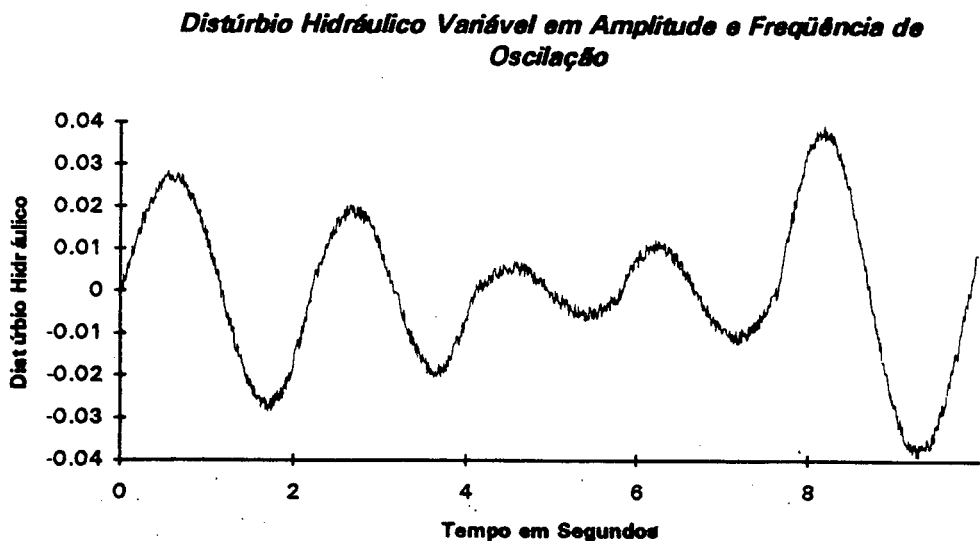


Figura - 4.4.1

Simulando a presença do distúrbio hidráulico da figura 4.4.1 num sistema representado pelo modelo descrito no item 2.2, verificamos que, na situação sem o ESP, não há praticamente variações na tensão terminal ou na potência reativa da máquina (figura 4.4.2).

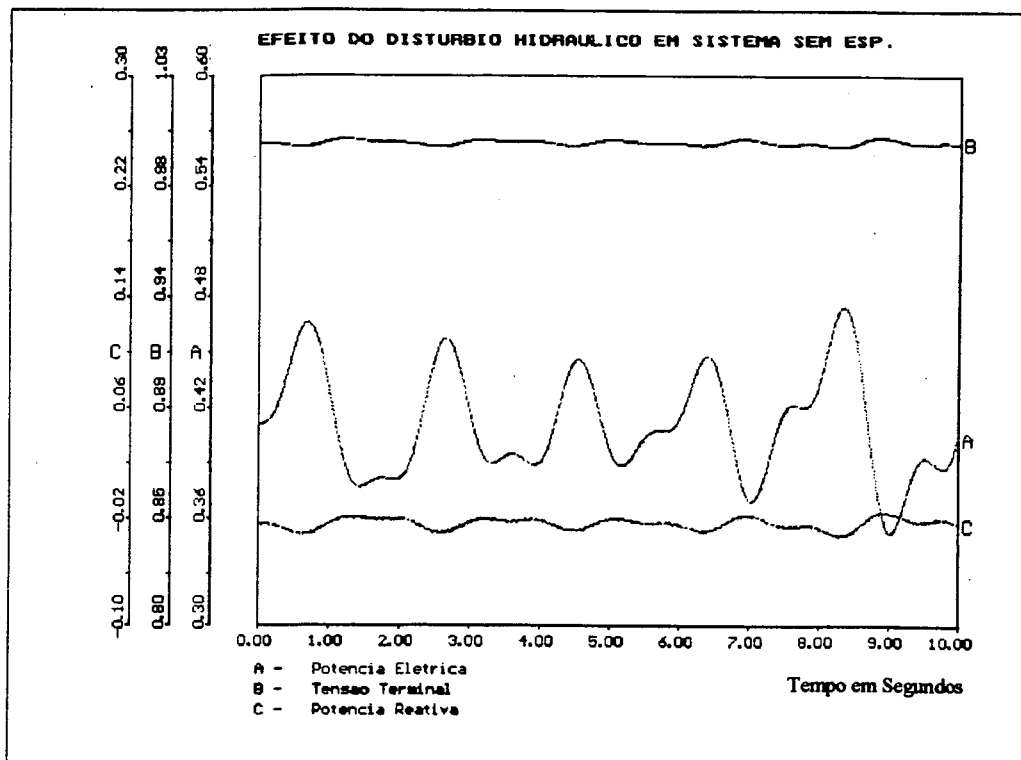


Figura - 4.4.2

Incluindo o ESP de potência elétrica no sistema, verificamos que o mesmo transmite as oscilações presentes na potência elétrica para a tensão terminal e conseqüentemente, para a potência reativa da máquina (figura 4.4.3). As amplitudes das oscilações verificadas para uma variação de 0,11 pu na potência elétrica foram de 0,05 pu na tensão terminal e 0,09 pu na potência reativa.

Os valores dos parâmetros utilizados na representação do ESP estão na Tabela 5.1 a seguir:

Tabela 4.1 - Parâmetros Utilizados nas Simulações com Representação do ESP de potência elétrica.

Parâmetros	Valor
K_s	0,4158
T	0,2
T_w	2,0
T_1	0,03
T_2	0,05
T_3	0,03
T_4	0,05

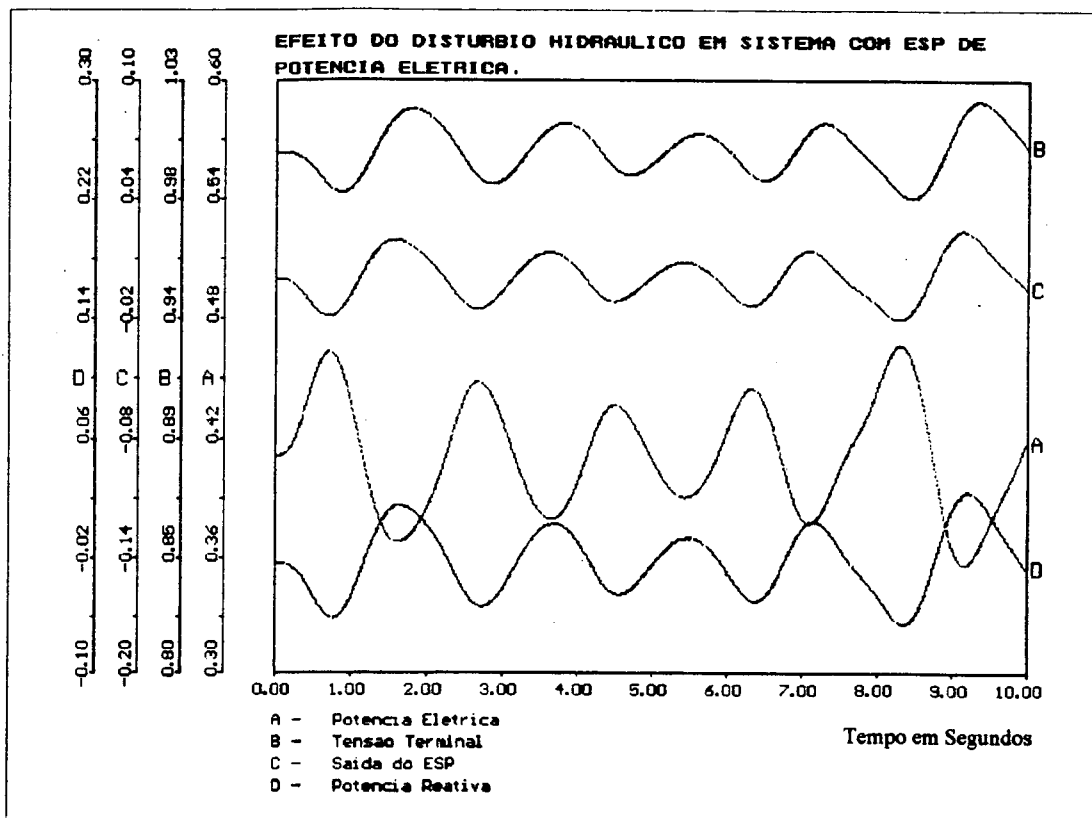


Figura - 4.4.3

4.5- Oscilações Devido à Variações de Pressão no Duto de Sucção de Turbinas Francis.

4.5.1- Introdução.

Esta seção se destina ao esclarecimento sobre a origem e o comportamento das oscilações de origem hidráulica, observadas na operação de usinas dotadas de turbinas Francis, em períodos de cargas parciais. Este problema tem sido motivo de preocupação de vários especialistas da área de controle de sistemas elétricos, tendo em vista seus reflexos nos sistemas de excitação, via estabilizadores de sistema de potência, comprometendo o bom desempenho desse sistema de controle.

A compreensão deste fenômeno não é bem formalizada em alguns trabalhos publicados sobre desempenho de ESPs, existindo até mesmo certa confusão sobre a sua origem, que é frequentemente atribuída ao fenômeno da cavitação ou à batimentos do conduto forçado. Veremos neste capítulo que a cavitação é um fenômeno de alta frequência, e embora possa coexistir com o fenômeno ora descrito, não é o causador de tal oscilação.

Por outro lado, os batimentos observados no conduto forçado, quando da ocorrência das oscilações de baixa frequência na operação em baixa carga, só ocorrem quando existe ressonância entre a frequência de oscilação do conduto forçado (geralmente longos) e o modo de oscilação do distúrbio hidráulico [31].

4.5.2- Cavitação em Sistemas Hidráulicos.

- Definição e Características.

A cavitação consiste na rápida vaporização e condensação de um sistema líquido. Este processo normalmente ocorre quando o líquido a uma temperatura constante é submetido, ou por meios dinâmicos ou por meios estáticos, à pressão de vapor. Se a pressão em algum ponto do líquido atinge a pressão do vapor e se existirem núcleos gasosos, poderão ser formadas cavidades de vapor. Caso a pressão local se mantenha próxima da pressão de vapor, e a cavidade de vapor atinja um diâmetro crítico, a bolha explodirá. Se por outro lado a pressão circundante aumentar acima da pressão do vapor, a bolha se tornará instável e implodirá. Esta implosão ou colapso poderá ser muito violenta, sendo acompanhada por ruídos e vibrações com possível erosão das superfícies sólidas próximas à bolha de vapor.

O gráfico abaixo, retrata o processo de explosão (vaporização) ou implosão (liquefação) da cavidade de vapor [55].

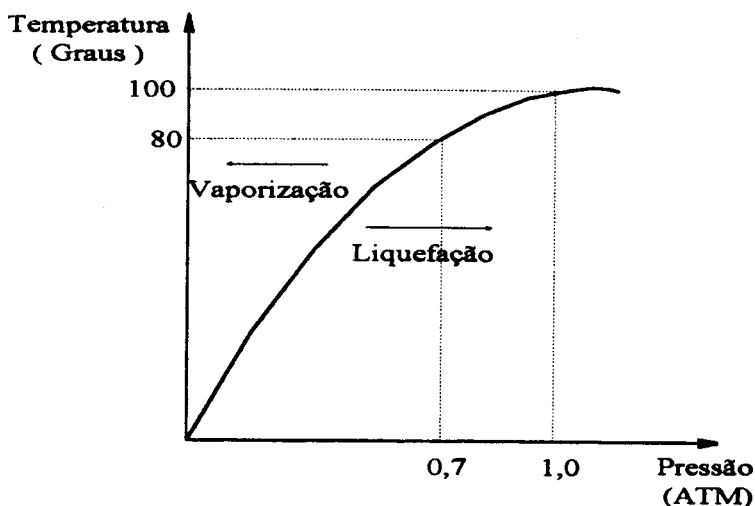


Figura - 4.5.1

O ruído provocado pela cavitação se assemelha ao barulho de cascalhos passando pela tubulação, ou ao crepitar de uma fritura. Embora a cavitação provoque variações de pressão dentro do conduto, devido a implosões de bolhas de vapor, estas variações são aleatórias e de frequências extremamente altas, da ordem de kilohertz [55].

- Causas da Cavitação:

Para que ocorra a cavitação, são necessários três requisitos básicos [55]:

- em primeiro lugar, deverão existir núcleos no sistema que sirvam de base para a vaporização do líquido;
- em segundo lugar, a pressão em algum ponto no líquido deverá cair para ou próximo à pressão de vapor;
- em terceiro lugar, a pressão em torno da cavidade do vapor deverá ser superior à pressão do vapor de forma a provocar a sua implosão.

Existem dois tipos usuais de pressão encontrados nos sistemas de escoamento: a pressão hidrostática, uniforme ao longo de uma determinada região do escoamento, e a pressão dinâmica, que depende do movimento do fluido e especialmente da formação e da dissipação dos remoinhos ou vórtices.

Os vórtices se constituem em elementos propiciadores de cavitação, devido às variações de pressão provocadas pelos mesmos. As variações de pressão no interior dos vórtices são função das variações de velocidade rotativa do mesmo.

Se um núcleo (bolha de vapor ou vazio no líquido) for captado por um determinado vórtice e a pressão dentro do mesmo baixa para a pressão de vapor, o núcleo começará a crescer. Se esta pressão permanecer próxima à pressão de vapor por um tempo suficientemente longo, de forma que o núcleo possa atingir um diâmetro crítico, a bolha se tornará quase explosiva pela vaporização.

Na medida que o tamanho da bolha de vapor aumenta, a velocidade de rotação do vórtice diminui e a pressão no seu interior não é mais a pressão de vapor. Conseqüentemente, a bolha de vapor se torna agora instável, pois a mesma terá internamente a pressão de vapor e externamente uma pressão superior a pressão de vapor, ocorrendo então o processo de implosão da mesma. Quando estas implosões ocorrem próximo às superfícies do conduto, ou das pás da turbina, partículas das faces desses equipamentos são arrancadas provocando erosão nos mesmos.

Fica evidente portanto, a impossibilidade de se atribuir às oscilação de baixa frequência observadas na potência elétrica, como tendo origem no fenômeno da cavitação.

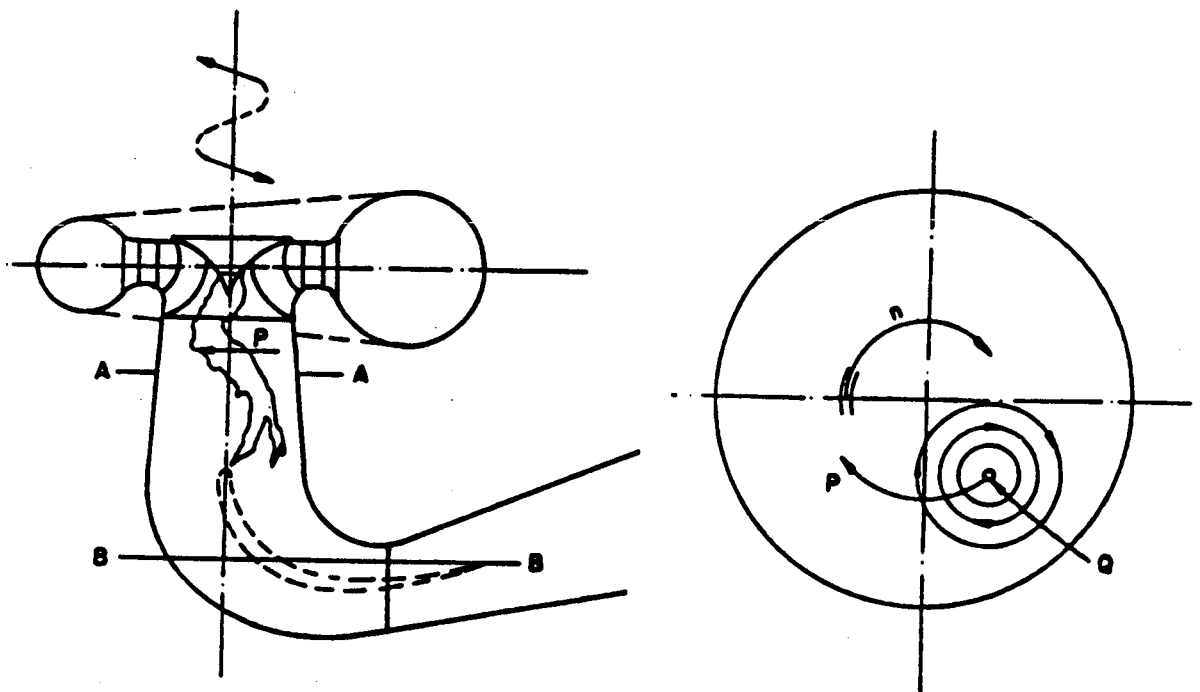
Na verdade, como veremos nos itens a seguir, tais oscilações têm origem no movimento de precessão dos vórtices, e embora os vórtices e a cavitação possam coexistir num mesmo espaço de tempo, os primeiros é que, em determinadas circunstâncias, dão origem ao segundo.

4.5.3- Vórtices na Sucção de Turbinas Hidráulicas.

- Considerações Iniciais.

Oscilações de baixa frequência em regime de cargas parciais (faixa entre 30% e 60% da potência nominal da máquina) se constituem em um fenômeno observado em muitas usinas hidrelétricas, com maior ou menor intensidade. Em algumas máquinas, a instabilidade torna-se tão intensa que as pulsações não permitem a sua operação em certas faixas operativas.

Os vórtices formados durante o escoamento do líquido na sucção das turbinas são os causadores de tais oscilações. Ensaios executados em instalações para pesquisa de cavitação, mostraram que, para certas aberturas do distribuidor, o núcleo do vórtice é mais ou menos do formato de uma hélice ou "saca-rolhas" e que se move para dentro do tubo de sucção, como mostrado pela flecha "P" da figura 4.5.2 a seguir [40-55, 71].

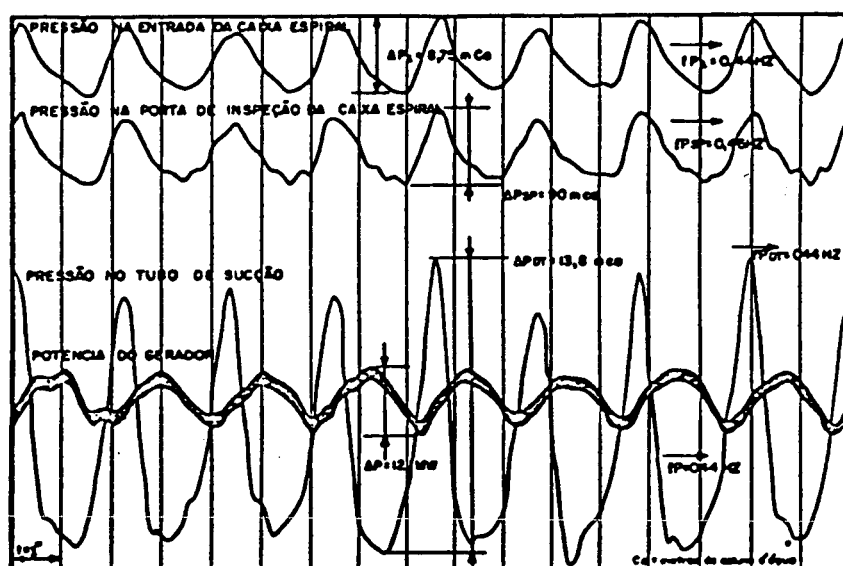


Vórtice com movimento de precessão

Secção A-A

Figura 4.5.2

A ocorrência dos vórtices em turbinas hidráulicas é acompanhada de efeitos sonoros, que podem atingir altos níveis, caracterizados por detonações fortes e nitidas no tubo de sucção, semelhantes ao som de marretadas em superfícies metálicas. Em acréscimo, poderão ocorrer vibrações em todo o conjunto da turbina, oscilações periódicas no mancal do eixo, variações de pressão, inclusive na adução, e variação na potência gerada pela máquina. As curvas oscilografadas constantes da figura 4.5.3 abaixo ilustram o comportamento destas oscilações [50].



Curvas Oscilografadas com a Máquina sob o Efeito do Distúrbio Hidráulico
 Figura 4.5.3

As perturbações periódicas com origem no tubo de sucção são observadas de uma maneira geral em todas as turbinas de reação. No entanto, somente nas turbinas tipo Francis elas atingem níveis significativos.

Nas turbinas Kaplan este fenômeno é menos acentuado, uma vez que as mesmas possuem pás ajustáveis, podendo assim manter as condições de fluxo em seu interior mais próximas do ponto de projeto. Estas turbinas têm, no entanto, seu emprego limitado a sistemas com pequenas quedas.

Em sistemas hídricos semelhantes ao sistema brasileiro, proliferam usinas dotadas de turbinas Francis, o que demonstra a importância de estudos sobre o impacto de distúrbios hidráulicos na operação de sistemas elétricos, no contexto nacional.

- Movimento de Precessão dos Vórtices [40, 41, 71].

As oscilações periódicas na pressão e na potência da turbina podem ser melhor esclarecidas através da análise da situação retratada na figura 4.5.4, situações "a" e "b". Estas figuras representam seções na curva do tubo de sucção na posição BB da figura 4.5.2.

Tão logo o vórtice atinge a curva do tubo de sucção, o movimento de precessão "P" causa uma mudança na forma do fluxo da forma "a" para a forma "b", para retornar após um ciclo completo de precessão à forma "a", iniciando-se novamente o processo.

Evidentemente, a forma de fluxo "b" dá um caminho de saída mais fácil para a água e resulta em perdas consideravelmente menores que a forma de fluxo "a". O coeficiente de descarga varia então de acordo com a posição do centro do vórtice "Q", e o movimento de precessão "P" causa uma mudança periódica na resistência hidráulica do tubo de sucção.

Como resultado, a pulsação de pressão que é produzida na descarga do rotor corresponde ao período de precessão do vórtice. Conseqüentemente, a energia líquida sobre o rotor da turbina apresenta variações periódicas, e o torque que o rotor transmite ao eixo não é uniforme estando sujeito ao mesmo período de pulsação.

A pressão absoluta poderá ser bastante baixa, permitindo ao núcleo "Q" alcançar a seção BB e conseqüentemente a área "S" do tubo de sucção, causando neste ponto implosões que provocarão cavitação.

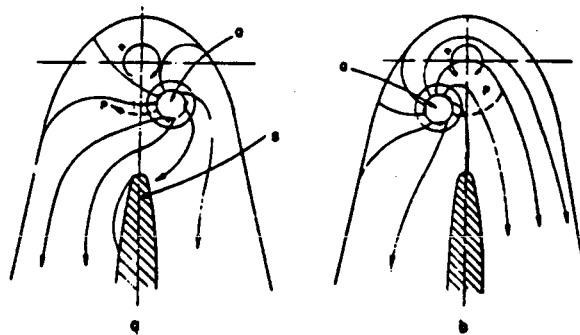


Figura 4.5.4

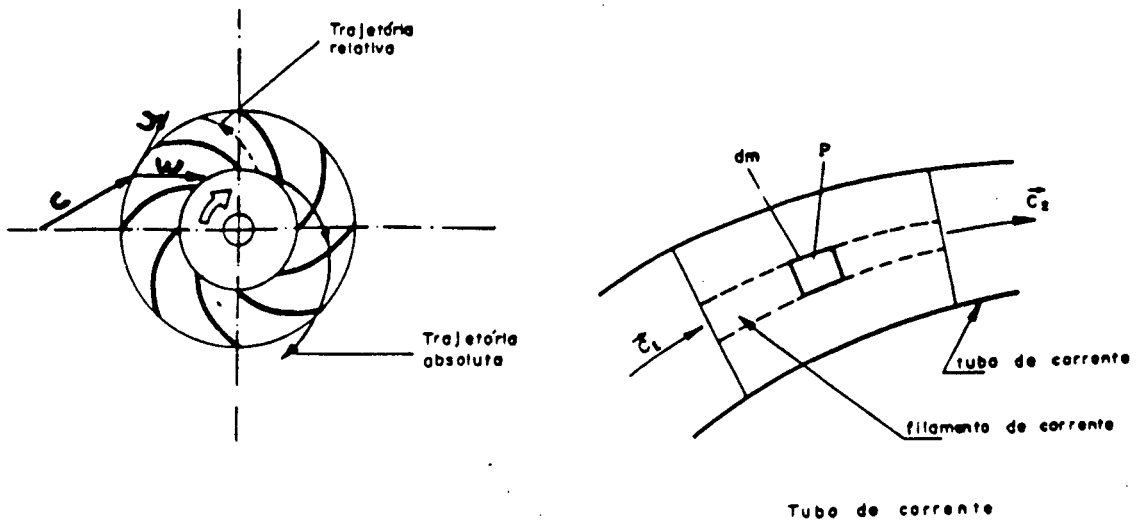
- Diagrama do Triângulo de Velocidades [40, 48, 71].

Para uma melhor compreensão do comportamento do fluxo no interior da turbina bem como do movimento de precessão dos vórtices descritos nas seções seguintes, é interessante lançarmos mão do diagrama de triângulo de velocidades. Para tal, consideremos a figura 4.5.5, onde a velocidade de entrada da água \vec{C} no ponto "P" pode ser decomposta nas velocidades \vec{U} e $\vec{\omega}$, respectivamente velocidade absoluta do rotor e velocidade da água em relação ao rotor no ponto considerado. Na figura 4.5.6 está representado o triângulo de velocidades, através do qual podemos escrever $\vec{C} = \vec{U} + \vec{\omega}$, onde:

$\vec{C} \rightarrow$ velocidade absoluta da água em um ponto qualquer do rotor;

$\vec{U} \rightarrow$ velocidade absoluta do rotor no referido ponto;

$\vec{\omega} \rightarrow$ velocidade relativa da água com relação a pá do rotor.



Trajetória absoluta e relativo de uma partícula de fluido através do rotor de uma turbina.

Figura - 4.5.5

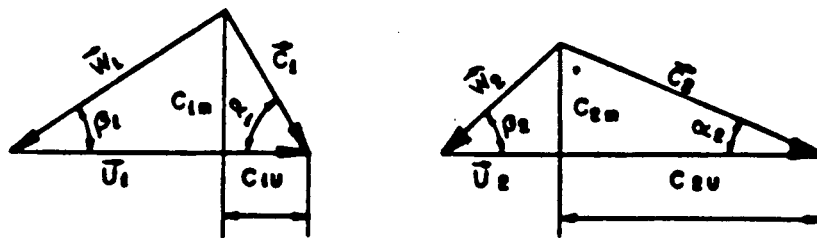


Figura - 4.5.6

- Comportamento dos Vórtices em Função das Variações de Carga

A figura 4.5.7 a seguir, mostra a ocorrência da instabilidade de vórtices em função da abertura do distribuidor [40]. Esta instabilidade aparece em diversos graus de intensidade, dependendo do tipo, características da turbina e projeto hidráulico.

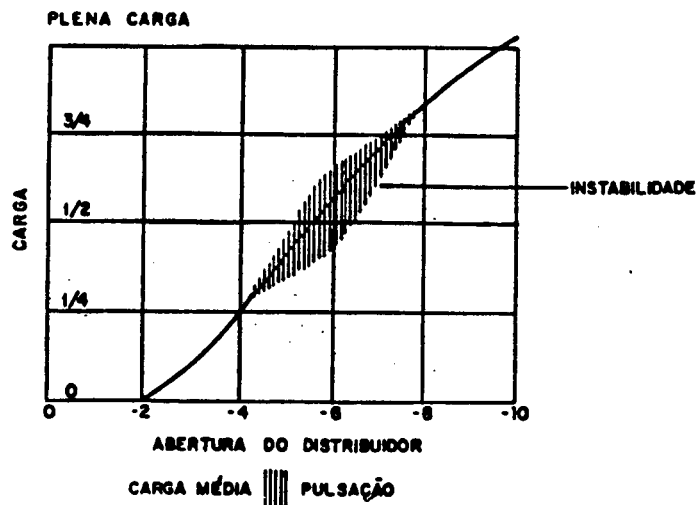
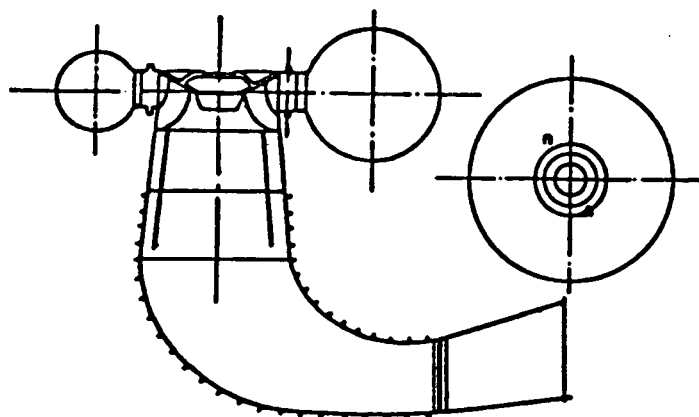


Figura - 4.5.7

Nas condições de cargas muito baixas ou em situações a vazio, surge na sucção da turbina um núcleo remansado que enche quase completamente o tubo de sucção, figura 4.5.8. Oscilações de pressão nesta faixa são imperceptíveis, sendo possível a operação da máquina na referida faixa sem nenhuma restrição, mantidas as condições nominais de nível de montante e jusante.



ESCOAMENTO DA MASSA D'ÁGUA EM PEQUENAS ABERTURAS DO DISTRIBUIDOR.

Figura - 4.5.8

Com o aumento da carga, as condições de operação vão piorando. Para 30 a 60% da carga, um vórtice é formado na saída do rotor, girando com velocidade C_2 . A fig. 4.5.9 mostra um corte transversal e longitudinal das pás do rotor. Admitamos que por alguma razão exista uma região com pressão um pouco menor no lado "A" fora do centro do tubo de sucção. No diagrama da fig. 4.5.10, a velocidade relativa W_{2A} no lado do rotor mais próximo de "A" é maior que a velocidade média de descarga W_2 . Do lado oposto, em "B", sendo mais distante do ponto de pressão mínima, a velocidade de descarga W_{2B} é menor que a velocidade W_2 . As direções das velocidades absolutas C_{2A} e C_{2B} são muito diferentes. Esta situação está representada na figura 4.5.9, onde o centro do vórtice "Q" não está na linha de diâmetro "AB" e encontra-se deslocado do centro do rotor, conseqüentemente, a velocidade C_{2B} é maior que a velocidade C_{2A} , e portanto, o centro "Q" tem movimento de precessão "P" na direção de "A", girando no mesmo sentido de rotação do rotor. Não há nesta situação, tendência de repouso e a instabilidade persiste.

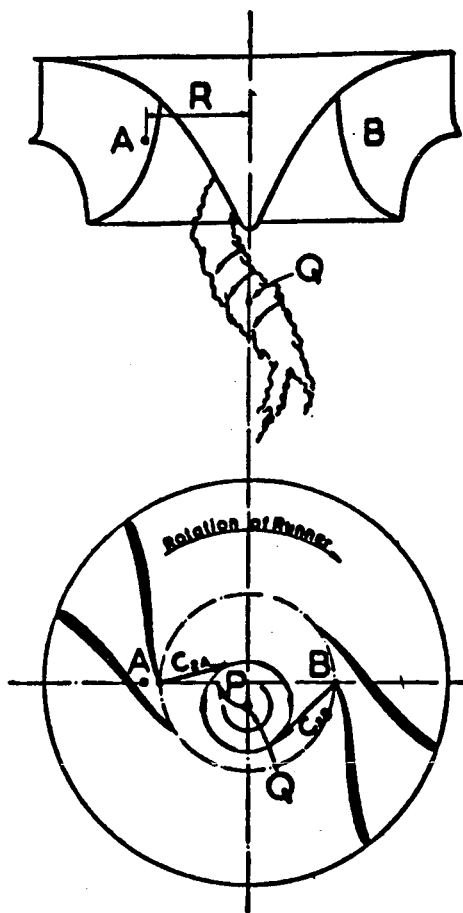


Figura - 4.5.9

Para carregamentos que vão de 70 a 85% da plena carga, o vórtice formado encontra-se centrado no eixo do rotor, não se verificando registros de oscilações de pressão neste caso.

Para situações da turbina com carga nominal o vórtice gira em sentido inverso ao da rotação do rotor. Para análise desta situação, admitamos pela mesma razão anterior uma pressão menor ocorra no ponto "A" da figura 4.5.11. No lado oposto, no ponto "B", a pressão é um pouco maior que no ponto "A" resultando na velocidade relativa W_2 bem menor em "B" do que em "A". Como consequência, a velocidade absoluta C_{2A} é maior que C_{2B} e o núcleo "Q" move-se em direção a "B". Como o centro do vórtice "Q" segue em hélice para baixo, caminhando na direção da precessão, move-se para "A" em aberturas parciais e para "B" em abertura total.

Para abertura parcial, a queda de pressão original em "A" é dependente de "Q", sendo então mantida e o vórtice girante permanece.

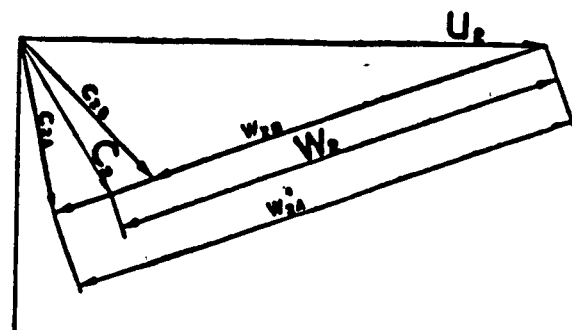


Figura - 4.5.10

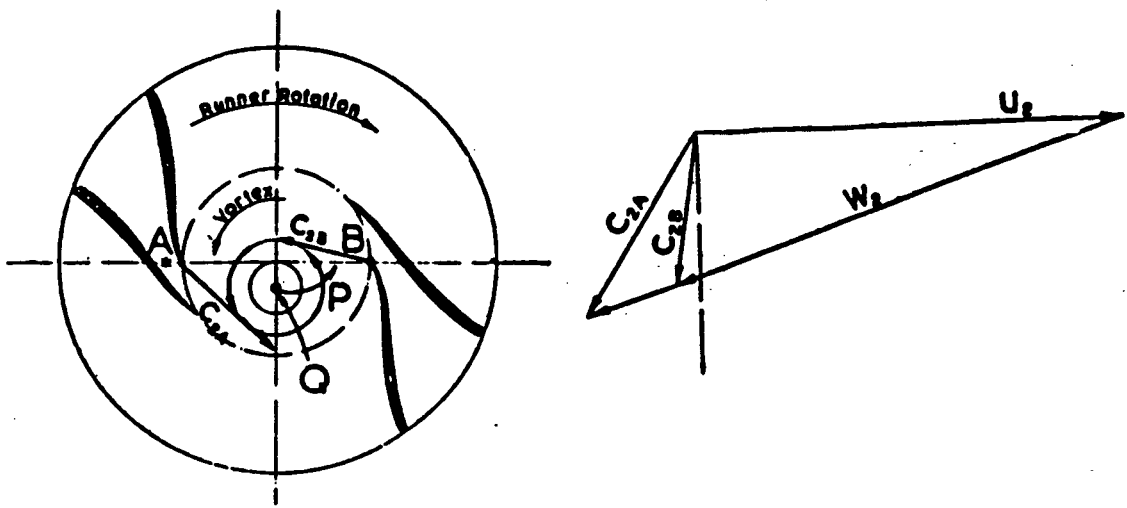


Figura - 4.5.11

Por outro lado, para abertura nominal, a excentricidade "Q" do vórtice segue em sentido oposto, para "B", onde o núcleo se enche e a instabilidade desaparece. Esta é a razão pelo qual o vórtice para abertura nominal é central e estável (fig. 4.5.12).

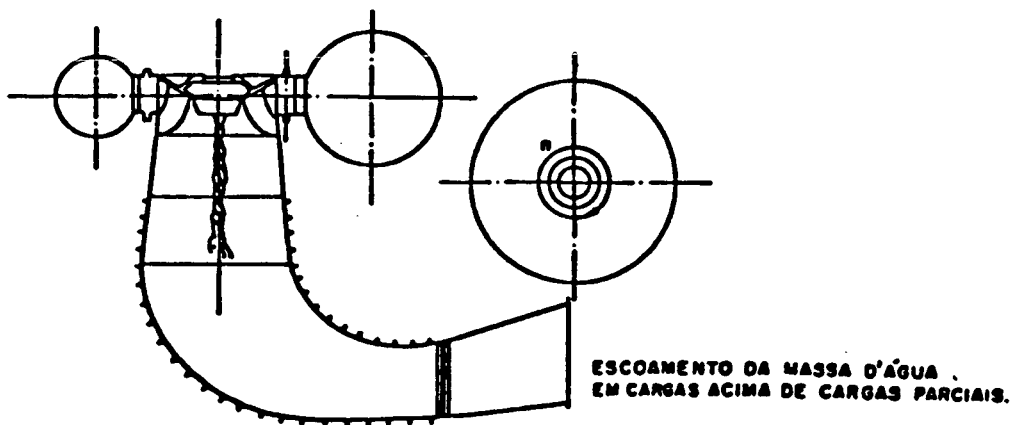


Figura - 4.5.12

4.5.4- Métodos Empregados Para Minimizar Distúrbios na Sucção [40, 71].

Aeração do Tubo de Sucção.

A injeção de ar no tubo de sucção tem se revelado como solução imediata para diversas situações onde são verificadas perturbações na sucção. Na grande maioria dos casos, ela é a única possibilidade de eliminação ou amortecimento das flutuações de pressão na sucção. O ar deve ser injetado em quantidades suficientes para encher o núcleo do vórtice, de forma a bloquear o efeito de bombeamento que ocorre dentro desse núcleo e, por conseguinte, eliminar as consequências desse efeito.

Entretanto, nem sempre é possível injetar ar na quantidade necessária para a eliminação total das oscilações do vórtice, pois tal procedimento pode se revelar anti-econômico, uma vez que a queda de rendimento que sempre acompanha a injeção de ar desaconselha tal medida.

Se não é possível eliminar totalmente as oscilações de pressão, obtém-se pelo menos uma transformação das oscilações periódicas em aperiódicas, evitando-se com isto que a máquina seja submetida a esforços solicitantes cíclicos, que têm considerável influência sobre a vida útil da máquina no que diz respeito à fadiga do material do rotor.

A injeção de ar pode ser realizada de várias maneiras, embora existam algumas disposições já consagradas e de resultados práticos satisfatórios.

Estruturas Soldadas no Interior da Sucção.

Nervuras são soldadas no interior da sucção de forma a impedir a rotação da água e com isto, manter o vórtice bem centrado no interior do tubo de sucção. Estas nervuras, em forma de tripé ou cruzeta, por estarem colocadas no interior do tubo de sucção, estão sujeitas a grandes esforços e à corrosão pela cavitação, o que limita a sua aplicação à turbinas de pequeno porte.

Apresentaremos a seguir, uma análise das propostas encontradas na literatura para a solução dos problemas apresentados neste capítulo.

CAPÍTULO - 5

Análise das Soluções Propostas pela Literatura para os Problemas do Distúrbio Hidráulico ou Tomadas de Carga em Rampa

5.1- Introdução.

São analisadas neste capítulo as soluções de controle propostas pela literatura, para os problemas de desempenho de sinais estabilizadores, em sistemas elétricos, quando da presença do distúrbio hidráulico ou durante tomadas de carga.

Nas análises, os distúrbios acima foram simulados levando em conta informações sobre o comportamento dos mesmos durante a operação real de sistemas elétricos. Estes distúrbios foram aplicados em um sistema representado pelo modelo não linear máquina-barras infinita (modelo IV de máquinas síncronas).

5.2- Rejeição do Distúrbio Hidráulico Através de um Filtro no Canal do ESP de Potência Elétrica.

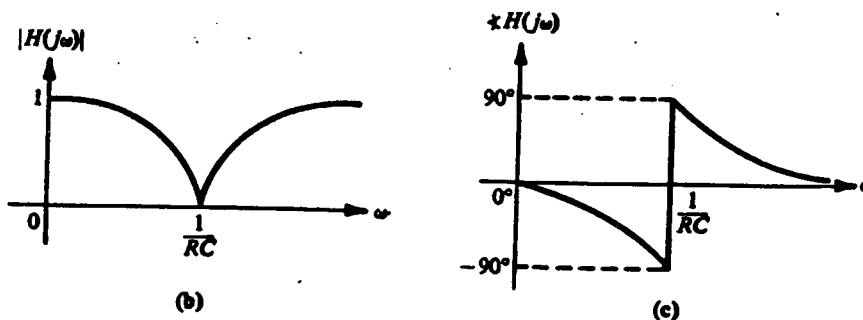
As referências [5,39,58,69] sugerem, para a eliminação do distúrbio hidráulico em sistemas com ESP de potência elétrica, a instalação no canal do ESP de um filtro corta-faixa centrado na frequência média das oscilações provocadas pelo distúrbio (na faixa de 0,5 Hz).

Este filtro tem a seguinte função de transferência:

$$FT_{\text{fil}} = \frac{s^2 + w_c^2}{s^2 + 2w_c s + w_c^2},$$

onde w_c é a frequência de corte do filtro.

Analisando o diagrama de Bode deste filtro (figura 5.2.1), verificamos que o mesmo provoca uma drástica redução do ganho e um avanço de fase de cerca de 180° nas proximidades da frequência de corte. Este comportamento proporciona uma rejeição das oscilações com frequências próximas a frequência de corte.



Cumpra observar que a inserção do filtro na estrutura do ESP provoca alterações de fase que precisam ser compensadas, levando à necessidade de reajuste do ESP para evitar que o seu desempenho venha a ser prejudicado.

Simulando o sistema com o referido filtro no ESP de potência elétrica, verificamos que o mesmo tem bom desempenho na rejeição do distúrbio hidráulico. A sua efetividade torna-se maior quanto mais próxima a frequência de oscilação estiver da frequência de corte do filtro (ver figura 5.2.2).

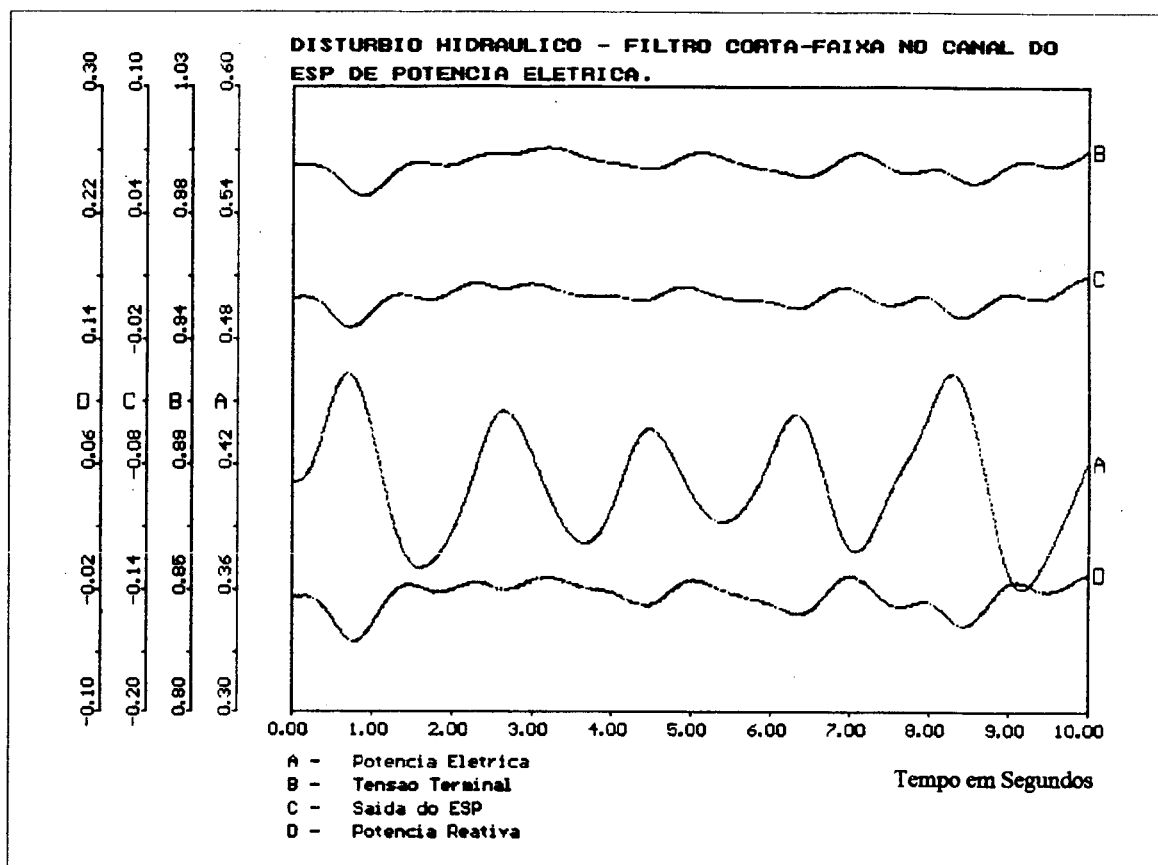


Figura - 5.2.2

Devido ao bom desempenho verificado, esta solução chegou a ser implementada nos sistemas da CESP (usina de Água Vermelha), Furnas (usina de Itumbiara), Eletrosul (usina de Salto Osório e P. Fundo) e CEEE (usina de Itaúba) [5, 6, 8, 10, 58, 69].

No entanto, a entrada de novos circuitos de transmissão no sistema elétrico brasileiro, necessários ao escoamento da potência das usinas instaladas até os grandes centros de carga, trouxe como consequência a redução da frequência de oscilação dos modos interáreas para valores próximos à frequência de oscilação do distúrbio hidráulico. Por outro lado, esta maior integração entre os diversos sistemas cria também uma maior dependência das áreas com respeito às condições de desempenho do sistema interligado. Conseqüentemente, a preocupação com o esforço no amortecimento dos modos interáreas passa a ter maior relevância.

Em face dessas circunstâncias, e como a presença do filtro inibe a atuação dos ESPs no amortecimento dos modos interáreas, esta alternativa de solução passou a ser desativada [6, 58].

A simulação da figura 5.2.3, que representa o modelo multimáquinas do item 2.3 com o referido filtro no canal do ESP, mostra que sua presença tira a efetividade do ESP para modos interáreas.

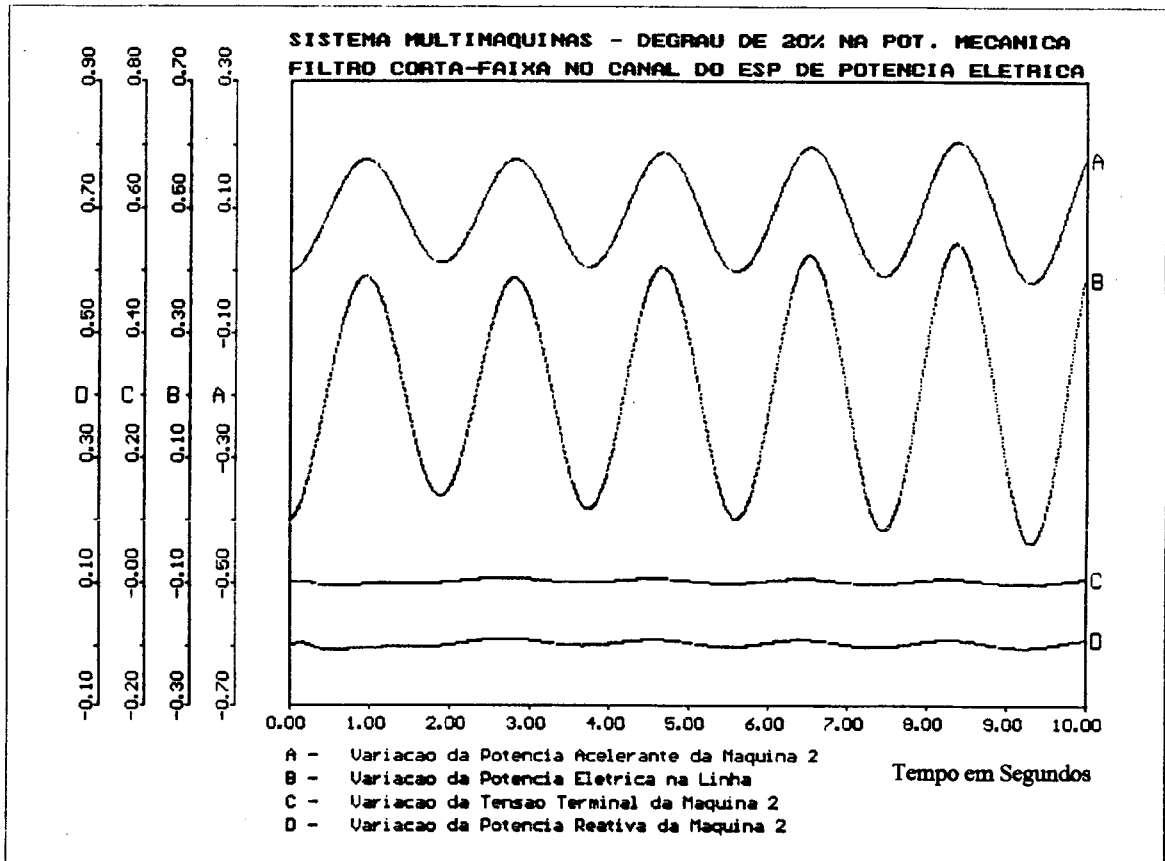


Figura - 5.2.3

5.3- Rejeição do Distúrbio Hidráulico Através de um ESP de Estrutura Não-Linear.

Os autores da referência [6], após terem utilizado a solução do filtro do item 5.2 para eliminar as oscilações provocadas pelo distúrbio hidráulico e terem enfrentado os problemas de falta de efetividade do ESP no amortecimento das oscilações interáreas, buscaram eliminar esta restrição utilizando um ESP de estrutura não linear cujo modelo está apresentado na figura 5.3.1.

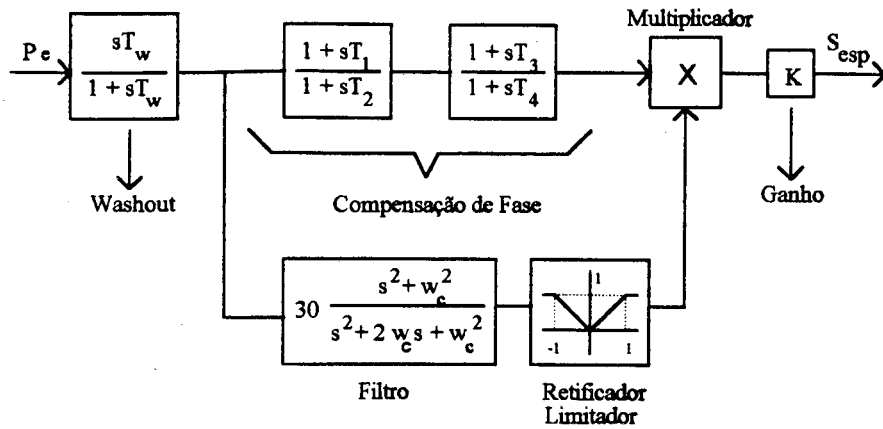


Figura - 5.3.1

A utilização desta estrutura de ESP em [6] visa evitar a transmissão ao sistema de excitação das oscilações provenientes do duto de sucção, bem como fornecer torques positivos numa maior faixa de frequência do que a solução utilizando o filtro em série com a estrutura do ESP. Assim o ESP resultante não perderia efetividade no amortecimento das oscilações dos modos interáreas coincidentes com a frequência do distúrbio hidráulico.

Simulando a aplicação do distúrbio hidráulico em um sistema com esta estrutura de ESP, verificamos que esta solução apresenta resultados pouco melhores que a solução apresentada no item 5.2, o que pode ser observado na figura 5.3.2 a seguir.

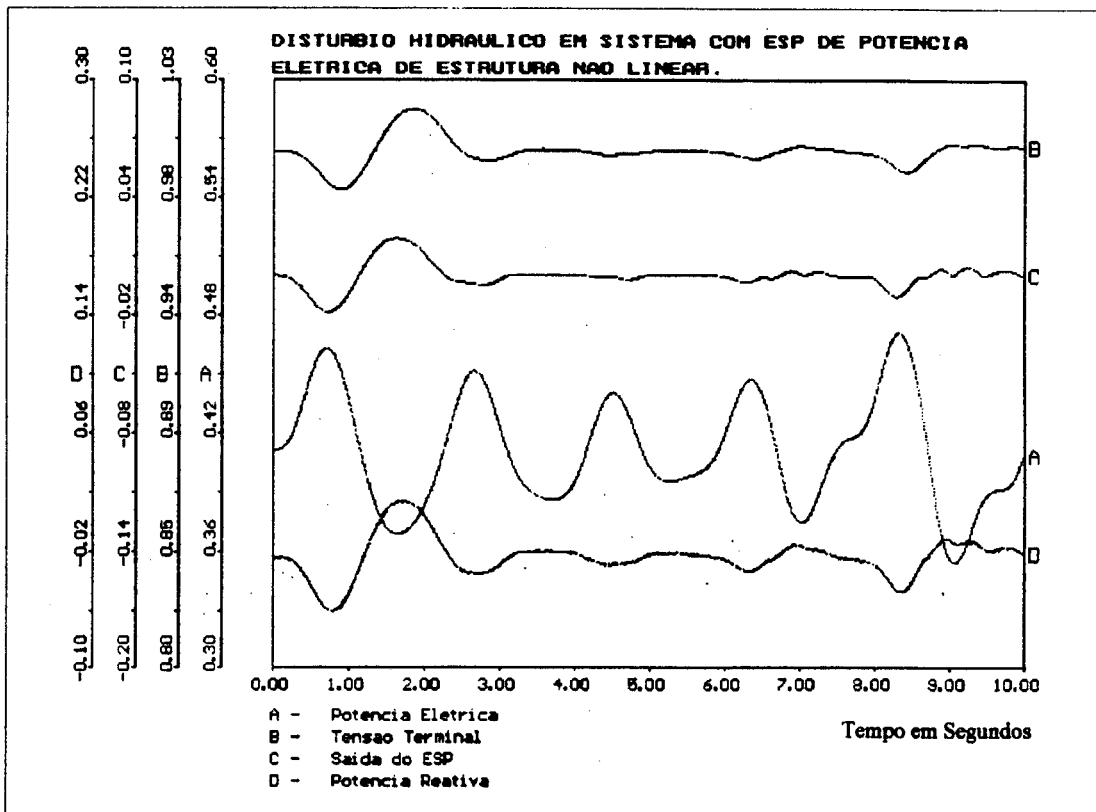


Figura 5.3.2

Utilizando esta estrutura no modelo multimáquinas do item 2.3 e aplicando um degrau de 20% na potência mecânica da máquina 1, verificamos que nos primeiros três segundos de simulação o ESP atua reduzindo progressivamente a amplitude das oscilações. Após este período, que coincide com o início da ação mais efetiva do filtro corta-faixa, o ESP torna-se insensível às oscilações eletromecânicas permitindo que as mesmas persistam até o final da simulação (figura 5.3.3).

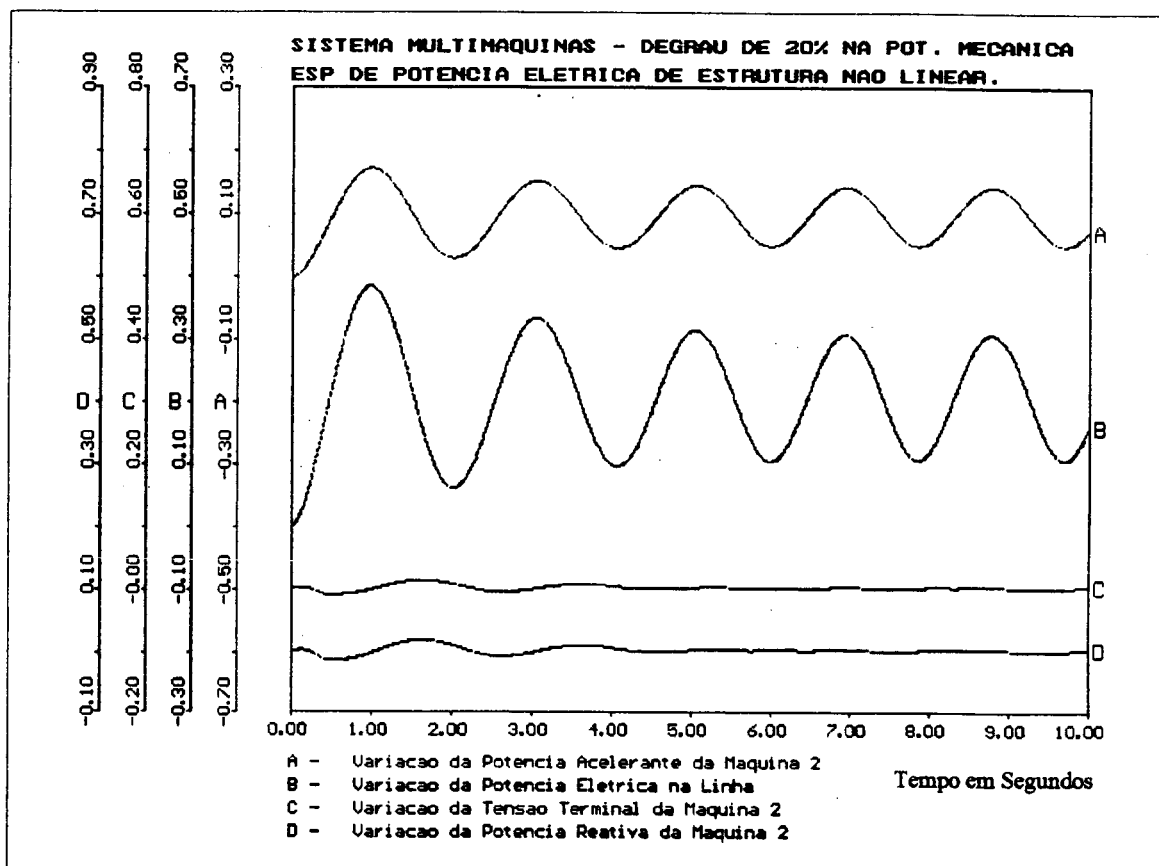


Figura - 5.3.3

Simulando em seguida a estrutura de ESP proposta em [6] no modelo não linear máquina-barras infinita do item 2.2, frente a um impacto de 20% na potência mecânica, verifica-se que o ESP não-linear apresenta excelente desempenho no amortecimento de oscilações eletromecânicas afastadas da faixa de frequência de atuação do filtro, ou seja, oscilações de modo local (figura 5.3.4) o que mostra que os ajustes implementados na estrutura foram adequados.

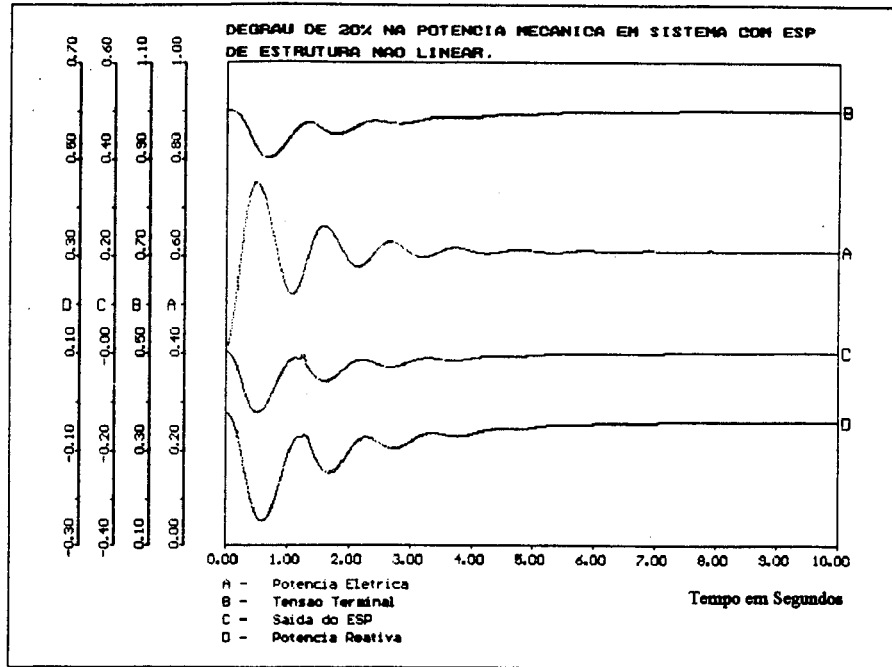


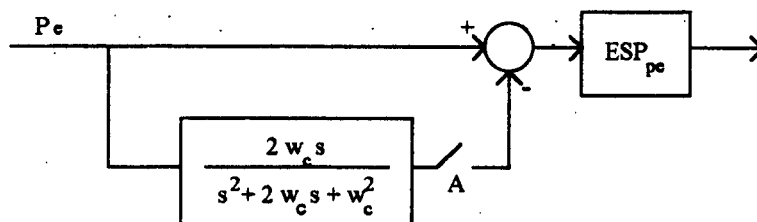
Figura - 5.3.4

A análise das simulações das figuras 5.3.3 e 5.3.4 induz a conclusão de que a falta de amortecimento no caso multimáquinas, foi provocada pela presença do filtro corta-faixa na estrutura do ESP.

Observa-se ainda na estrutura do ESP não linear (fig. 5.3.1) que o ganho 30 na função de transferência do filtro exerce o papel de ponderador. Portanto, embora no caso multimáquinas a utilização dessa estrutura não permita a obtenção do amortecimento total das oscilações, é possível através de variações no referido ganho, obter-se oscilações com amplitudes menores que aquelas conseguidas na simulação da figura 5.3.3.

5.4- Solução Via Filtro e ESP de Potência Acelerante Utilizando Sinal da Abertura do Distribuidor (ESP Pa,y).

Na referência [7], os autores sugerem para rejeição do distúrbio hidráulico, a instalação do filtro corta-faixa do item 5.2 inserido no canal do ESP de potência elétrica, de forma a ser possível a sua inserção e retirada do sistema sem o desligamento do ESP. Esta estrutura vem mostrada na figura 5.4.1 abaixo.

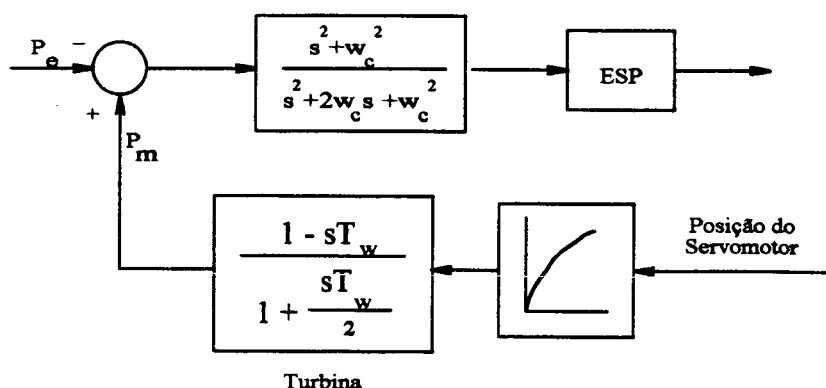


Estrutura para Inserção e Retirada de Filtro sem Desligamento do ESP

Figura - 5.4.1

A concepção básica desta ideia, é que no período em que a máquina está operando com baixos valores de carga, a chave "A" deve permanecer em sua posição fechada, e o filtro corta-faixa atua no sentido de eliminar as oscilações do distúrbio hidráulico que se fizerem presentes. Nos períodos em que o distúrbio hidráulico não estiver presente, a chave "A" deve ficar na posição desligada, permitindo a atuação efetiva do ESP no amortecimento de oscilações eletromecânicas do modo interáreas.

Para a solução dos problemas devidos a tomadas de carga em rampa juntamente com os efeitos do distúrbio hidráulico, os autores sugerem a utilização de uma estrutura de ESP de potência acelerante. Entretanto, devido a facilidades locais e por já estar a medida disponível, os autores utilizaram para síntese da potência mecânica o sinal da abertura do distribuidor, embora a literatura apresente restrições na utilização desta forma de síntese para a estrutura do ESP de potência acelerante [7, 16, 19, 58]. A figura 5.4.2 abaixo ilustra a estrutura utilizada para o ESP.



Estrutura de ESP Pa,y com Filtro Corta-Faixa no Canal do ESP

Figura - 5.4.2

Simulando a aplicação do distúrbio hidráulico no modelo máquina-barras infinita do item 2.2 com esta estrutura de ESP, verificamos que o filtro atua rejeitando o distúrbio, impedindo que o ESP transmita para o laço reativo da máquina as oscilações presentes na potência elétrica. Observa-se ainda que o desempenho desta estrutura de solução na rejeição do distúrbio hidráulico é superior às alternativas analisadas anteriormente (ver figura 5.4.3).

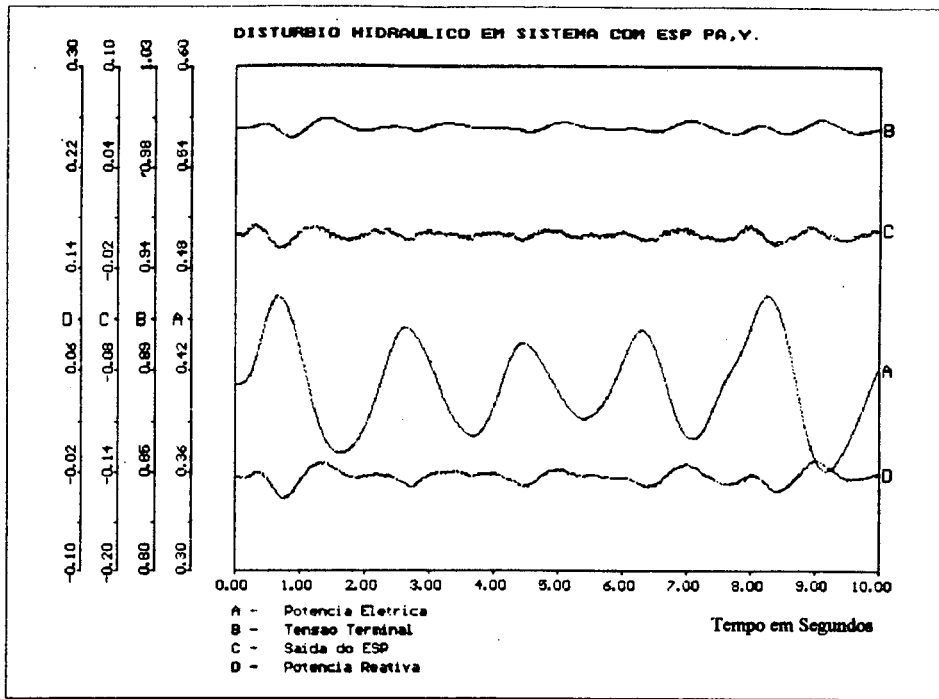


Figura - 5.4.3

Aplicando agora uma rampa de 6 % / s , comprova-se que esta estrutura de ESP não causa variação na tensão terminal ou na potência reativa da máquina, durante a ocorrência de tomadas rápidas de carga (figura 5.4.4). Este comportamento se deve ao fato de que a estrutura de ESP Pa,y considera as variações da potência mecânica da máquina.

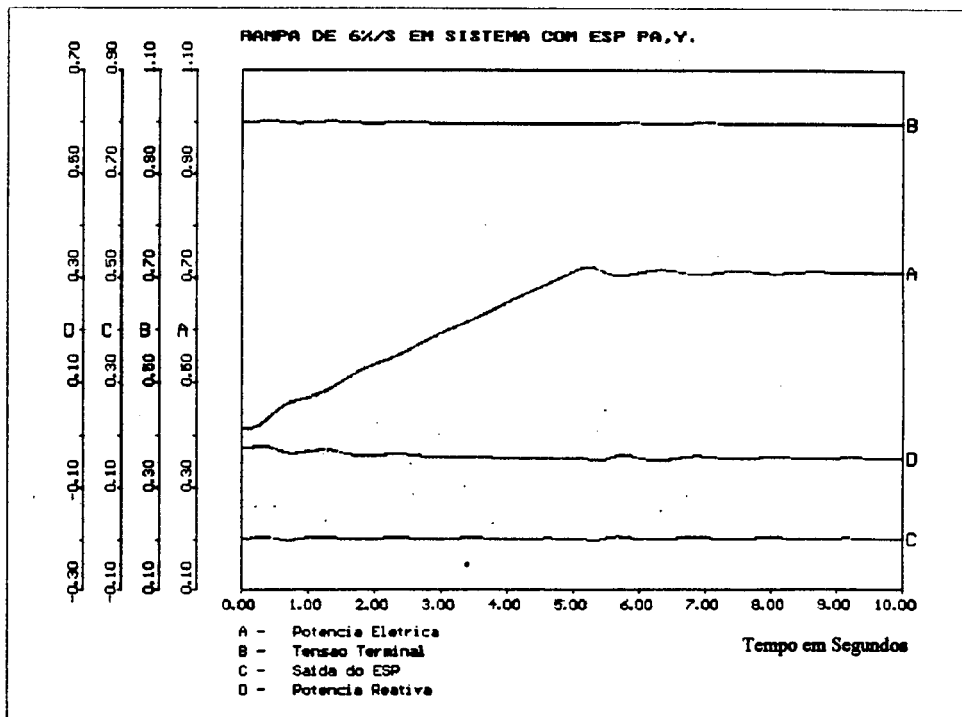


Figura - 5.4.4

Utilizando a estrutura proposta no modelo multimáquinas do item 2.3, verifica-se pela simulação da figura 5.4.5 que da mesma forma que a alternativa analisada no item 5.2, esta estrutura não proporciona qualquer amortecimento para as oscilações do modo interárea.

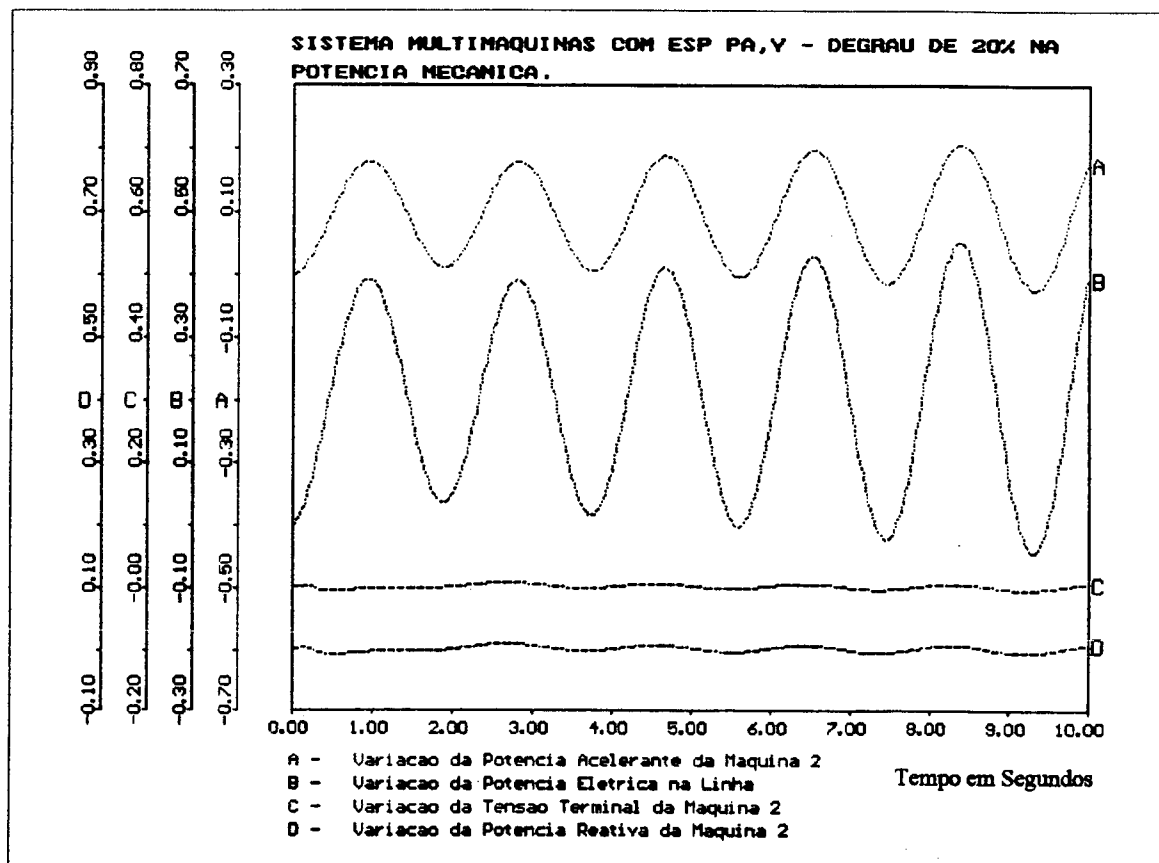


Figura - 5.4.5

Retirando-se o filtro da estrutura, estas oscilações passam a ser fortemente amortecidas, conforme pode ser observado na figura 5.4.6. Deste resultado, pode-se concluir que também na estrutura do ESP de potência acelerante, o filtro inserido no canal do ESP inibe a atuação do mesmo para modos interáreas que estejam na mesma faixa de frequência do distúrbio hidráulico.

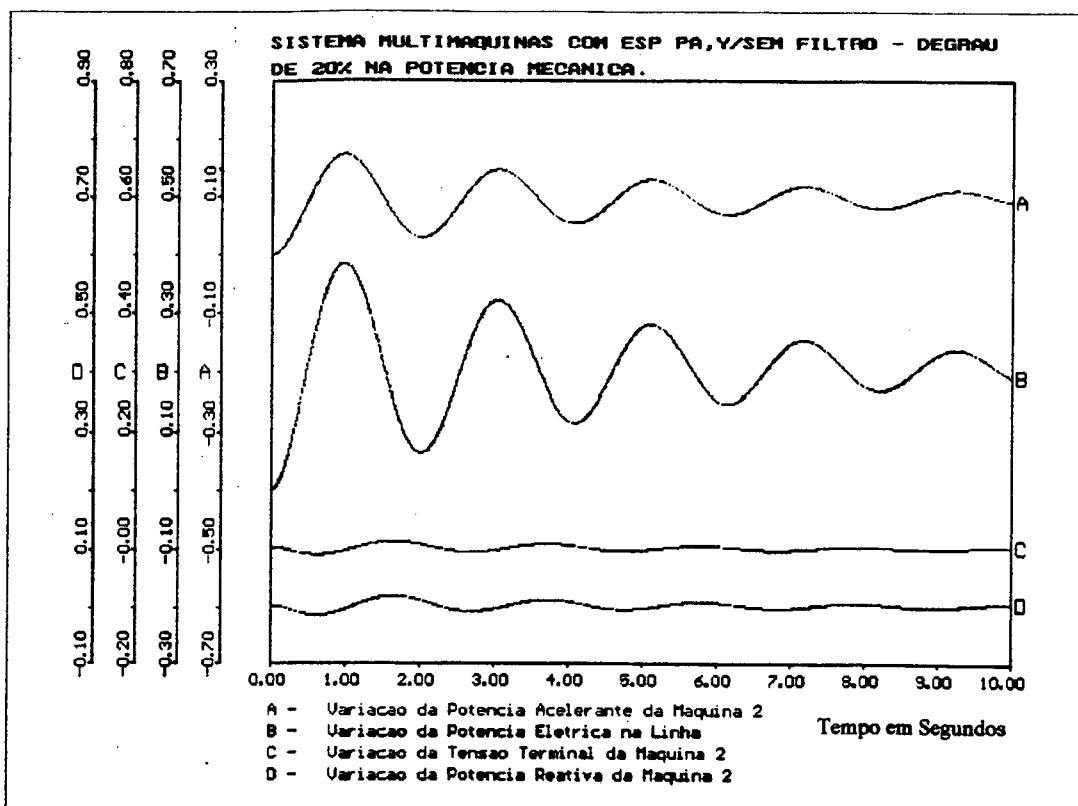


Figura - 5.4.6

5.5- Solução Através de ESP de Potência Acelerante com Filtro Rastreador de Rampa.

Como solução para os problemas advindos tanto das tomadas de carga em rampa quanto do distúrbio hidráulico, é sugerido em [8] a utilização de estrutura de ESP de potência acelerante tendo como base uma proposta anterior da Ontario Hydro (ver figura 3.3.4). A alteração implementada pelos autores está na utilização do filtro passa-baixas $G(s)$.

No modelo proposto pela Ontario Hydro, o filtro $G(s)$ é dado por:

$$G_1(s) = \frac{1}{(1 + 0,08 s)^4}$$

Em [8], o filtro acima é substituído por um filtro rastreador de rampa do tipo:

$$G_2(s) = \left(\frac{1 + 0,1 s}{1 + 0,1 s + \frac{s^2}{10^2}} \right)^2$$

5.5.1- Análise em Freqüência dos Filtros G_1 e G_2 .

Os filtros acima, têm os seguintes valores para freqüências típicas do distúrbio hidráulico (0,5 Hz) e para as freqüências de modo local (1,4 Hz para o caso do sistema representado pela máquina equivalente de Itumbiara contra barra-infinita em carga pesada):

Tabela 5.5.1

0,5 Hz	1,4 Hz
$G_1(s) = 0,8847 \underline{-56,43^\circ}$	$G_1(s) = 0,6688 \underline{-140,5^\circ}$
$G_2(s) = 1,206 \underline{-3,55^\circ}$	$G_2(s) = 2,1503 \underline{-68,49^\circ}$

Nas freqüências próximas à do distúrbio hidráulico, os filtros G_1 e G_2 provocam pouca alteração no módulo de seus sinais de entrada.

Com respeito à fase, entretanto, o filtro G_1 provoca nos seus sinais de entrada um atraso de $56,43^\circ$, enquanto que o atraso de fase provocado pelo filtro G_2 é praticamente inexistente. Analisando a estrutura do ESP da figura 3.3.4, vemos que no primeiro somador teremos o valor de:

$$\Delta w M + \frac{\Delta P_e}{s},$$

e no segundo somador:

$$\left[\left(\Delta w M + \frac{\Delta P_e}{s} \right)_{\text{defasado}} - \frac{\Delta P_e}{s} \right].$$

Na ocorrência do distúrbio hidráulico, como o canal de desvio de velocidade é praticamente insensível às oscilações devido a este distúrbio, passaremos a ter no segundo somador:

$$\left[\left(\frac{\Delta P_e}{s} \right)_{\text{defasado}} - \frac{\Delta P_e}{s} \right],$$

ou seja, uma oscilação com a mesma frequência da oscilação presente na potência elétrica, com amplitude reduzida. Quanto menor for a defasagem provocada pelo filtro $G(s)$, menor será a amplitude da oscilação na saída do segundo somador e que irá sensibilizar o ESP. Esta situação pode ser melhor compreendida fazendo-se uma analogia com as ondas da figura 5.5.1 abaixo

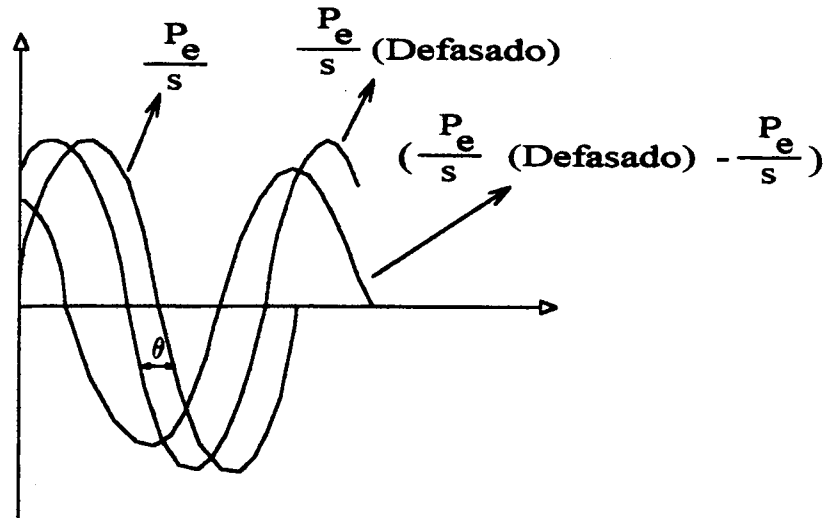


Figura - 5.5.1

Quanto menor o ângulo θ , menor será a amplitude da onda resultante (sinal que sensibiliza o ESP).

Pode-se concluir portanto que sempre será possível se conseguir a eliminação do distúrbio hidráulico na estrutura do ESP de potência acelerante do tipo apresentado na figura 3.3.4, desde que se utilize um filtro projetado de forma que, nas frequências próximas à do distúrbio, o mesmo não provoque alterações significativas tanto no módulo quanto na fase do sinal em sua entrada. Entretanto, para que o ESP possa continuar a ter um desempenho adequado no amortecimento das oscilações de modo local, é conveniente que este filtro provoque alterações significativas no ganho e na fase do sinal de entrada, para frequências próximas ao do modo local. As características acima estão presentes na estrutura do filtro G_2 , como pode ser observado na tabela 5.5.1.

Para fazer frente às oscilações do modo interáreas, a estrutura de ESP utilizada conta com o canal de velocidade, que possui alto grau de sensibilidade para os modos interáreas, garantindo a eficácia do ESP no amortecimento destas oscilações.

5.5.2- Análise de Desempenho do ESP.

Simulando a aplicação do distúrbio hidráulico no sistema utilizando a estrutura de ESP com o filtro G_2 (figura 5.5.2) verifica-se que as oscilações devidas ao distúrbio e presentes na potência elétrica são completamente rejeitadas na entrada do ESP, ficando tanto a tensão terminal quanto a potência reativa da máquina isentas destas oscilações.

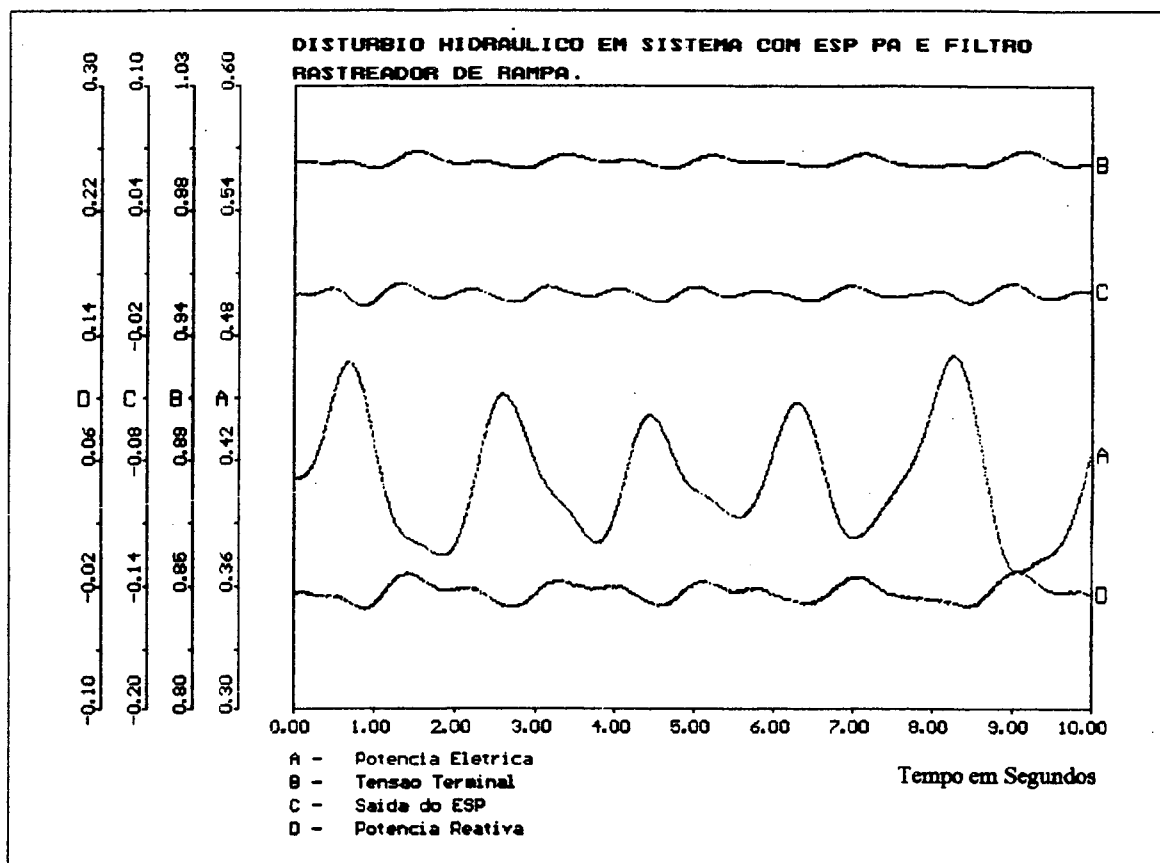


Figura - 5.5.2

Como já era de se esperar, simulando agora uma rampa de carga de $6\% / s$ (figura 5.5.3) observa-se que o ESP não provoca variações na tensão terminal e na potência reativa da máquina. Esta característica se deve ao fato de que, nesta estrutura a síntese da potência acelerante considera as variações da potência mecânica.

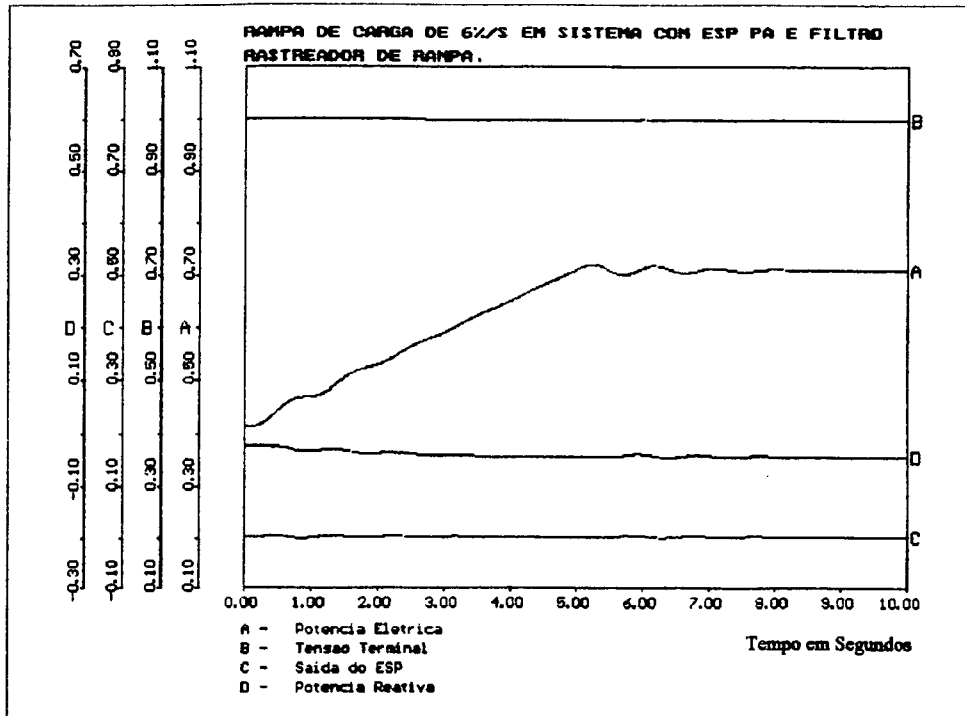


Figura - 5.5.3

A figura 5.5.4 abaixo mostra o comportamento do ESP com o filtro G2 no sistema multimáquinas frente a um impacto de 20% na potência mecânica. O ESP, ao contrário das soluções analisadas anteriormente, apresenta bom desempenho no amortecimento das oscilações interáreas.

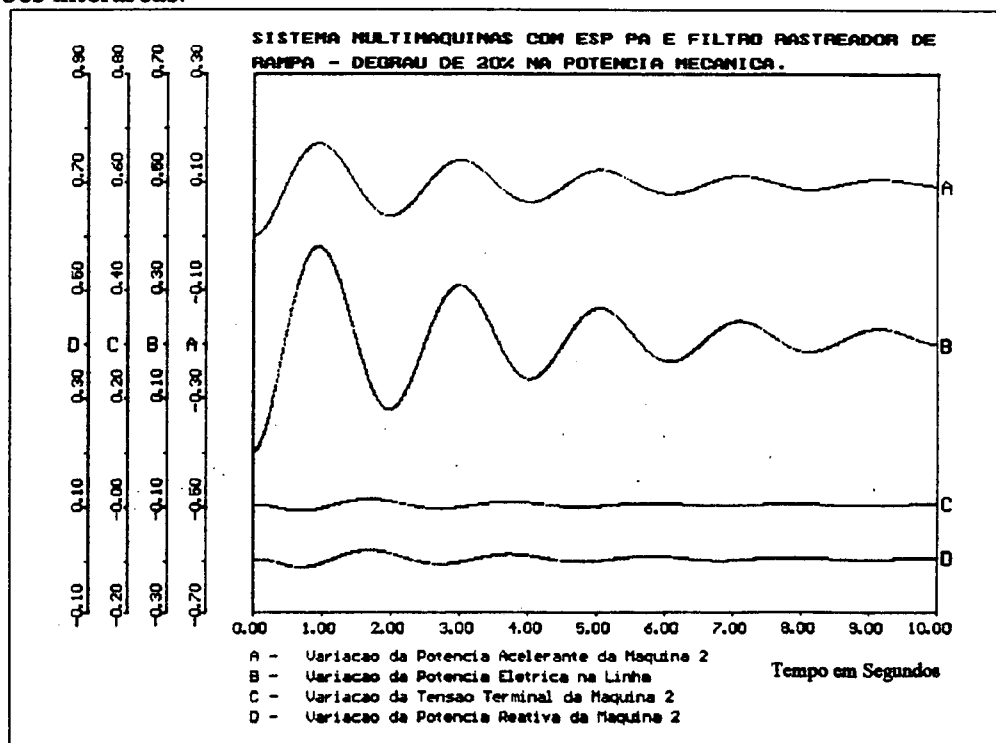


Figura - 5.5.4

Verificamos através das análises dos trabalhos publicados sobre o assunto, que houve uma crescente evolução nas técnicas de controle visando a eliminação dos problemas de desempenho dos ESPs enfocados em nosso trabalho. A solução através do filtro rastreador de rampa em ESP de potência acelerante [8], obteve pleno êxito na solução destes problemas. Nos capítulos 7 e 8 a seguir, tencionamos apresentar uma proposta alternativa e igualmente eficaz para a eliminação dos referidos problemas, com a utilização da teoria de rejeição de perturbações através de controladores robustos.

CAPÍTULO -6

O Problema da Rejeição de Perturbações

6.1- Introdução.

Neste capítulo, analisaremos o problema da rejeição de perturbações num sistema linear multivariável (SLM), visando sua utilização como solução para os problemas ocasionados pelas tomadas de carga em rampa e pelas oscilações de origem hidráulica.

Em um sistema linear multivariável, o conjunto de entradas pode ser dividido em dois grupos [24, 56, 77, 78, 80]:

- a) entradas de controle, isto é, comandadas pelo projetista;
- b) perturbações, ou entradas não-controladas.

Um dos objetivos do projeto de sistemas de controle, é obter uma saída para o processo fortemente dominada pela entrada do tipo (a) e com mínima dependência das do tipo (b). Este objetivo é conhecido como *Rejeição de Perturbações*.

Basicamente, podem distinguir-se três tipos de Rejeição de Perturbações [24, 56, 76, 77]:

1- Rejeição Total.

A saída do sistema não apresenta os efeitos da perturbação para todo tempo e para qualquer tipo de sinal.

2- Rejeição Parcial.

Os efeitos da perturbação na saída do sistema podem ser mantidos menores que um certo máximo aceitável e não-nulos, e a solução é conseguida para todo tipo de sinal.

3- Rejeição Assintótica.

A saída do sistema não exhibe os efeitos da perturbação somente em regime permanente, e a solução é obtida para uma determinada classe de sinais.

Os problemas (1) e (2) são de solução difícil e restrita a uma classe muito limitada de sistemas. Desta maneira, o único problema com interesse prático é o de rejeição assintótica de perturbações.

6.2- Rejeição Assintótica de Perturbações Utilizando Controladores Robustos.

6.2.1- Colocação do Problema Utilizando Representação de Estado para o Sistema.

No projeto de controladores para sistemas multivariáveis, é importante levar em conta os efeitos de perturbações sobre o sistema. Para tal, consideremos o sistema linear invariante no tempo descrito pelas equações abaixo:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) + Ew(t) \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t) + Fw(t) \\ e(t) &= y(t) - y_r(t) \end{aligned} \quad (6.1)$$

onde $x(t) \in \mathcal{R}^n$ é o vetor de estados; $u(t) \in \mathcal{R}^m$ é o vetor de entrada; $y(t) \in \mathcal{R}^p$ é o vetor de saídas que deverão ser reguladas; $w(t) \in \mathcal{R}^l$ é o vetor de perturbação, que pode ou não ser mensurável; $y_r(t) \in \mathcal{R}^p$ é o vetor que representa o sinal de referência, $e(t) \in \mathcal{R}^p$ representa o erro entre a saída $y(t)$ e a referência $y_r(t)$.

Conforme visto no item 6.1, somente o problema de rejeição assintótica de perturbações de uma determinada classe apresenta interesse prático. Consideremos neste trabalho apenas perturbações que satisfazem as seguintes equações:

$$\begin{cases} w(t) = C_w z_w(t) \\ \dot{z}_w(t) = A_w z_w(t) \end{cases} \quad (6.2)$$

onde $z_w(t) \in \mathcal{R}^{n_w}$, o par (C_w, A_w) é observável e as condições iniciais dos estados $z_w(t_0)$ podem ou não ser conhecidas.

O vetor do sinal de referência, por outro lado, deve satisfazer a :

$$\begin{cases} y_r(t) = C_r z_r(t) \\ \dot{z}_r(t) = A_r z_r(t) \end{cases} \quad (6.3)$$

onde $z_r(t) \in \mathcal{R}^{n_r}$, o par (C_r, A_r) é observável e as condições iniciais $z_r(t_0)$ são conhecidas.

Supõe-se ainda que todos os autovalores de A_w e A_r são instáveis (pois de outro modo o problema não teria sentido) e que todas as saídas $y(t)$ são disponíveis e mensuráveis.

A solução buscada para o problema de rejeição de perturbações corresponde à síntese de um controlador robusto. Um controlador é dito robusto, se o mesmo pode controlar o sistema de maneira que as especificações sejam atendidas, em que pese a presença de perturbações admissíveis ou de mudanças nos parâmetros do sistema.

Perturbações são ditas admissíveis, quando as mesmas não impedem a estabilização do sistema em malha fechada tal como o ilustrado na figura 6.1.

6.2.2- Condições Necessárias e Suficientes Para o Projeto do Controlador Robusto.

Neste item, abordaremos as condições de necessidade e suficiência para a solução do problema de rejeição de distúrbios via projeto do controlador robusto.

Para tal, denotaremos os polinômios mínimos das matrizes A_w e A_r , definidas pelas Equações (6.2) e (6.3), respectivamente por $d_w(s)$ e $d_r(s)$. Seja ainda $d(s)$ o mínimo múltiplo comum de $d_w(s)$ e $d_r(s)$, dado por:

$$d(s) = s^q + d_1 s^{q-1} + d_2 s^{q-2} + \dots + d_q = \prod_{i=1}^q (s - \lambda_i),$$

onde λ_i ($i = 1, \dots, q$) são os zeros de $d(s)$.

Assim, definimos a matriz companheira $\Omega [d(s)]$ como se segue:

$$\Omega \triangleq \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \dots & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & & \cdot \\ -d_q & -d_{q-1} & -d_{q-2} & \dots & -d_1 \end{bmatrix} \quad (6.4)$$

Teorema 6.1 [57, 76]:

A solução do problema de rejeição de distúrbios pode ser obtida via controlador robusto se e somente se as seguintes condições forem satisfeitas:

1. (A, B) for um par estabilizável.
2. (C, A) for um par detetável.

3. O número de entradas for maior ou igual ao número de saídas, ou seja, $m \geq p$.

$$4. \text{rank} \begin{bmatrix} A - \lambda_i I & B \\ C & D \end{bmatrix} = n+p, \quad i = 1, 2, \dots, q$$

As condições (1) e (2), implicam na necessidade de que todos os modos instáveis do sistema representado em (6.1), sejam controláveis e observáveis. A observância destas condições possibilita que os modos instáveis, e portanto o sistema (6.1), sejam estabilizados através da realimentação dinâmica da saída [57, 76].

As condições (3) e (4) implicam em que os autovalores da matriz Ω definida pela Eq.(6.4) não são zeros de transmissão do sistema (A, B, C, D) [57].

6.2.3- Estrutura do Controlador Robusto.

Se as condições de (1) a (4) do teorema 6.1 são satisfeitas, um controlador robusto pode ser projetado usando as saídas disponíveis $y(t)$, de forma que o sistema em malha fechada é assintoticamente estável para todo distúrbio $w(t)$ e sinal $y_r(t)$ definidos em (6.2) e (6.3), independente de qualquer perturbação admissível nos parâmetros do sistema.

A estrutura do controlador robusto se divide em duas partes:

- o *servo compensador*, que é completamente determinado pelo distúrbio e pelo sinal de referência;
- o *compensador de estabilização*, que estabiliza o sistema aumentado (planta + servocompensador).

O diagrama da figura 6.1 abaixo, representa a implementação do controlador robusto.

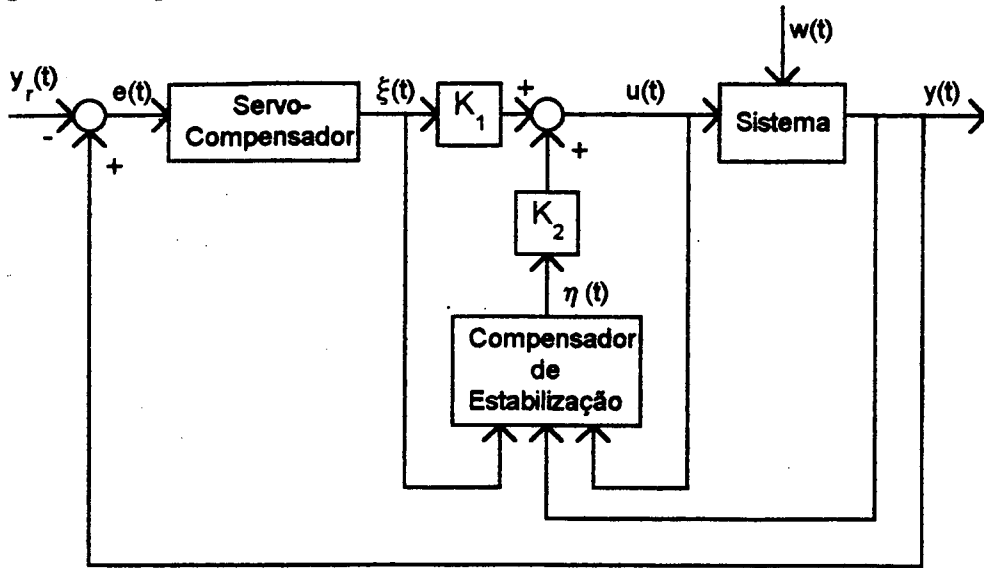


Diagrama de Implementação do Controlador Robusto

Figura - 6.1

O controlador robusto satisfaz ao seguinte conjunto de equações:

$$u(t) = K_1 \xi(t) + K_2 \eta(t) \quad (6.5)$$

onde $\xi(t) \in \mathcal{R}^{pq}$ é a saída do servocompensador definido por

$$\dot{\xi}(t) = \Omega^* \xi(t) + \theta^* e(t) \quad (6.6)$$

sendo

$$\Omega^* = \tau \begin{bmatrix} \Omega & & & & \\ & \Omega & & & \\ & & \cdot & & \\ & & & \cdot & \\ & & & & \Omega \end{bmatrix} \tau^{-1}$$

↑
matriz de ordem p

e $\theta^* = \tau \theta$

onde τ é uma matriz real não-singular e θ é escolhido de tal forma que $(\Omega^* \cdot \theta^*)$ seja um par controlável.

Na equação (6.5), $\eta(t)$ é a saída do compensador de estabilização, cujas entradas são $y(t)$, $u(t)$ e $\xi(t)$. As matrizes K_1 e K_2 são determinadas de tal forma que o sistema aumentado constituído pelo sistema em malha aberta juntamente com o servo compensador seja estabilizado.

Outros métodos podem ser utilizados como alternativa para o compensador de estabilização na estabilização do sistema aumentado (processo+servocompensador), tais como técnicas de controle ótimo ou posicionamento de pólos em conjunto com observadores [24, 57].

No intuito de obtermos as equações que representam o sistema aumentado, consideremos as equações do sistema em malha aberta juntamente com as do servo compensador:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\xi} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & \Omega^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \xi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} E \\ 0 \end{bmatrix} w + \begin{bmatrix} 0 \\ \theta^* \end{bmatrix} e \\ \begin{bmatrix} y \\ \xi \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} C & 0 \\ 0 & I_{pq} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \xi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} F \\ 0 \end{bmatrix} w \end{aligned} \quad (6.7)$$

Utilizando as equações de (6.1), vem:

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\xi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ \theta^* C & \Omega^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \xi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ \theta^* D \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} E \\ \theta^* F \end{bmatrix} w - \begin{bmatrix} 0 \\ \theta^* \end{bmatrix} y_r \quad (6.8)$$

Uma vez que as entradas necessárias ao compensador de estabilização são $y(t)$, $u(t)$ e $\xi(t)$, segue de (6.7) e de (6.8) que o compensador de estabilização e as matrizes K_1 e K_2 podem ser definidos buscando a estabilização do seguinte sistema aumentado:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\xi} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} A & 0 \\ \theta^* C & \Omega^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \xi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ \theta^* D \end{bmatrix} u \\ \begin{bmatrix} y \\ \xi \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} C & 0 \\ 0 & I_{pq} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \xi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} D \\ 0 \end{bmatrix} u \end{aligned} \quad (6.9)$$

Dado que o par (Ω^*, θ^*) é controlável, o par $\left\{ \begin{bmatrix} A & 0 \\ \theta^* C & \Omega^* \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} B \\ \theta^* D \end{bmatrix} \right\}$ será estabilizável (controlável) se o par (A, B) for estabilizável (controlável) [57].

Da mesma forma, o par $\left\{ \begin{bmatrix} A & 0 \\ \theta^* C & \Omega^* \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} C & 0 \\ 0 & I_{pq} \end{bmatrix} \right\}$ será detetável (observável), se o par (C, A) for detetável (observável) [57].

Portanto, se as condições (1) e (2) do teorema (6.1) forem satisfeitas, o sistema descrito em (6.9) é estabilizável e detetável. Conseqüentemente, sempre será possível construir um observador ou um compensador dinâmico de forma a estabilizar o sistema descrito em (6.9).

Pode ser observado, que o servo-compensador tem ordem $\geq pq$ e, é um controlador via sistema de realimentação constituído por "p" compensadores instáveis. As dinâmicas desses compensadores são idênticas entre si e são definidas pela matriz companheira Ω . A matriz Ω representa a dinâmica dos distúrbios "w" e dos sinais de referência y_r atuando no sistema.

Uma estrutura bastante simples e prática para o servocompensador pode ser obtida fazendo-se

$$\tau = I_{pq}$$

e

$$\theta = \text{bloco diagonal} (\phi, \phi, \dots, \phi) \text{ com } \phi = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & 0 & 1 \end{bmatrix}^T$$

\uparrow
p vezes

\uparrow
q elementos

Pode ser observado que as matrizes resultantes Ω^* e θ^* formam um par controlável.

6.2.4- Características do Controlador Robusto [57, 76].

Para o projeto do controlador robusto, não é necessário conhecer as matrizes E, F, C_r, A_w , ou A_r . Precisamos no entanto conhecer $\lambda_i, i = 1, \dots, q$ e os zeros do polinômio mínimo das matrizes A_w e A_r .

Dado que o sistema em malha fechada permanece estável, o controlador robusto conseguirá regular assintoticamente o sistema, mesmo que ocorram pequenas perturbações:

- nos parâmetros A, B, C e D do sistema;
- nos parâmetros de realimentação K_1, K_2 ;
- nos parâmetros do compensador de estabilização;
- na ordem do modelo matemático que descreve o sistema;
- na ordem do compensador de estabilização;
- nos parâmetros τ e θ do servo-compensador,

Supõe-se, no entanto, que os elementos d_1, d_2, \dots, d_q , de Ω (servo-compensador) sejam fixados e conhecidos com exatidão e que o sinal de erro $e = y - y_r$ (que é a entrada do servo-compensador) seja medido com precisão.

O controlador robusto existe para quase todo sistema (A, B, C, D) desde que m (entradas independentes) $\geq p$ (saídas independentes) e que as saídas a serem reguladas sejam fisicamente mensuráveis.

6.2.5- Estrutura Alternativa para o Compensador de Estabilização.

- Controlador Complementar.

Considere a seguinte alternativa para o compensador de estabilização:

$$\dot{\eta}(t) = A\eta(t) + B u(t) \quad (6.10)$$

onde onde as matrizes A e B são as mesmas definidas em (6.1) e a matriz A é estável. Além disso,

$$u = [K_2 \quad K_1] \begin{bmatrix} \eta \\ \xi \end{bmatrix} \quad (6.11)$$

Este controlador é chamado *controlador complementar* [57, 76]. As matrizes K_1 e K_2 são então determinadas de tal forma que o sistema:

$$\left. \begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{\xi} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} A & 0 \\ \theta^* C & \Omega^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \xi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ \theta^* D \end{bmatrix} u \\ [y] &= [C \quad 0] \begin{bmatrix} x \\ \xi \end{bmatrix} + D u \end{aligned} \right\} \quad (6.12)$$

tenha uma resposta dinâmica estável satisfatória.

Substituindo (6.11) em (6.10) obtém-se, para o controlador complementar:

$$\dot{\eta} = (A + B K_2) \eta + B K_1 \xi \quad (6.13)$$

Além disso sua saída é dada por:

$$y_c = K_2 \eta \quad (6.14)$$

Desde que (A, B) é um par estabilizável e (Ω^*, θ^*) é um par controlável, segue-se que o sistema (6.12) é estabilizável através da realimentação de estados (6.11). Qualquer técnica convencional (posicionamento de pólos, controle ótimo, etc.), pode ser utilizada para a obtenção dos valores de K_1 e K_2 apropriados. Estes valores podem, portanto, ser utilizados para implementar o esquema do controlador robusto descrito em (6.6 e 6.10). A figura 6.2 abaixo, ilustra a utilização do controlador complementar na implementação do controlador robusto.

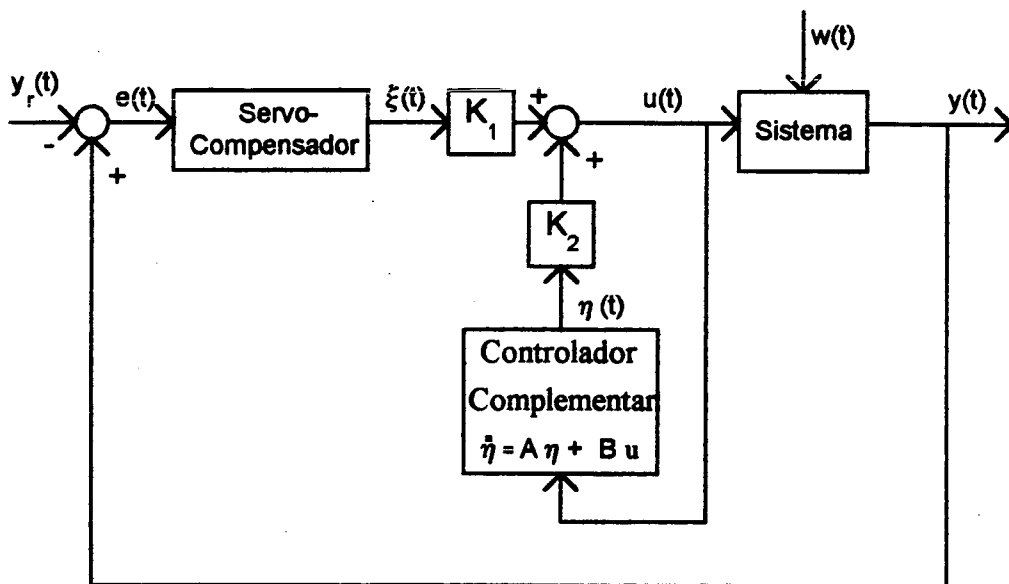


Diagrama de Implementação do Controlador Robusto Utilizando o Controlador Complementar

Figura - 6.2

É possível demonstrar [57] que o sistema global em malha fechada representado na Fig. 6.2 é estável.

CAPÍTULO - 7

Rejeição dos Efeitos da Rampa e do Distúrbio Hidráulico Através de Controladores Robustos.

7.1- Introdução.

O objetivo deste capítulo, é mostrar que a teoria do controlador robusto pode ser utilizada como solução para os problemas de variações na tensão terminal e potência reativa da máquina devido a atuação dos ESPs derivados de potência em resposta a perturbações de origem hidráulica. São analisadas situações tanto para ESPs de potência elétrica quanto de potência acelerante.

Como nosso objetivo é eliminar os distúrbios na tensão terminal e na potência reativa da máquina, vamos escolher a primeira destas variáveis como saída do processo (ESP+Máquina) e entrada do compensador de rejeição.

Para ilustrar o desempenho do controlador robusto na rejeição dos efeitos do distúrbio hidráulico e das tomadas de carga, foram simulados sistemas testes de aplicação do controlador robusto utilizando o modelo linearizado de Heffron-Phillips máquina-barras infinita.

7.2- Representação das Estruturas Utilizadas.

I- Máquina Síncrona:

O modelo linearizado de Heffron-Phillips para o gerador (item 2.1), representado por variáveis de estado é dado por:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A_M x + B_M u \\ y &= C_M x \end{aligned} \quad (7.1)$$

ou,

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \dot{\Delta\delta} \\ \dot{\Delta w} \\ \dot{\Delta E'_q} \\ \dot{\Delta E'_{fd}} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & w_b & 0 & 0 \\ -K_1/M & 0 & -K_2/M & 0 \\ -K_4/T'_{d0} & 0 & -1/T'_{d0}K_3 & 1/T'_{d0} \\ -K_A K_5/T_A & 0 & -K_A K_6/T_A & -1/T_A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\delta \\ \Delta w \\ \Delta E'_q \\ \Delta E'_{fd} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{K_E}{T_E} \end{bmatrix} v_{Ref} \\ y = \Delta v_t &= [K_5 \quad 0 \quad K_6 \quad 0] \begin{bmatrix} \Delta\delta \\ \Delta w \\ \Delta E'_q \\ \Delta E'_{fd} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (7.2)$$

onde se considera como entrada da máquina v_{Ref} e como saída Δv_t . Utilizando os dados da máquina equivalente de Itumbiara dado no capítulo 2, temos:

$$[A_M] = \begin{bmatrix} 0 & 377 & 0 & 0 \\ -0,103 & 0 & -0,0591 & 0 \\ -0,0288 & 0 & -0,1423 & 0,12 \\ 225 & 0 & -3415,5 & -100 \end{bmatrix} \quad [B_M] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 5000 \end{bmatrix}$$

$$[C_M] = [-0,045 \quad 0 \quad 0,6831 \quad 0]$$

II- Estabilizador de Sistema de Potência (ESP).

Será considerado que o bloco "washout" não produz alterações significativas no ganho ou fase do sistema na frequência de interesse (0,2 - 2 Hz), de modo que este bloco pode ser desconsiderado na representação do ESP por variáveis de estado. Assim temos:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{p1} \\ \dot{x}_{p2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-1}{T_2} & 0 \\ \frac{1}{T_2} \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right) & -\frac{1}{T_4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{p1} \\ x_{p2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{K}{KT_1} \\ \frac{K}{T_2} \end{bmatrix} u \quad (7.3)$$

$$[y_p] = \begin{bmatrix} \frac{T_3}{T_2 T_4} \left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right) & \frac{1}{T_4} \left(1 - \frac{T_3}{T_4}\right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{p1} \\ x_{p2} \end{bmatrix} + \frac{KT_1 T_3}{T_2 T_4} u$$

III- Sistema Composto Máquina + ESP.

Substituindo os valores de ajuste implementados no ESP (Tabela 4.1 do capítulo 4) em (7.3) e montando o sistema Máquina + ESP [24], obtemos o nosso sistema (A, B, C, D) a ser regulado pelo controlador robusto onde a entrada e a saída do sistema continuam sendo v_{Ref} e Δv_t respectivamente.

$$[A] = \begin{bmatrix} 0,0 & 377,0 & 0,0 & 0,0 & 0,0 & 0,0 \\ -0,103 & 0,0 & -0,0594 & 0,0 & 0,0 & 0,0 \\ -0,029 & 0,0 & -0,186 & 0,12 & 0,0 & 0,0 \\ -442,0 & 0,0 & -3800,0 & -100,0 & 3000,0 & 5000,0 \\ -2,96 & 0,0 & -1,7 & 0,0 & -20,0 & 0,0 \\ -1,78 & 0,0 & -1,02 & 0,0 & 8,0 & -20,0 \end{bmatrix} \quad [B] = \begin{bmatrix} 0,0 \\ 0,0 \\ 0,0 \\ 5000,0 \\ 0,0 \\ 0,0 \end{bmatrix}$$

$$[C] = [-0,0449 \quad 0,6829 \quad 0,0 \quad 0,0 \quad 0,0 \quad 0,0]$$

$$[D] = 0$$

Os autovalores da matriz A são:

$$(-95,3653 ; -0,4338 + j 6,0559 ; -0,4338 - j6,0559 ; -22,0462 ; -16,5576 ; -5,3493)$$

O sistema composto Máquina+ESP é portanto estável. Pode ser verificado ainda que o sistema (A, B, C, D) é controlável e observável.

IV- Servocompensador

Os distúrbios a serem rejeitados podem ser caracterizados por:

a) Rampa $\rightarrow \frac{1}{s^2}$

b) Distúrbio hidráulico $\rightarrow \frac{1}{s^2 + w_0^2}$, onde w_0 é a frequência média das

oscilações. Em nosso caso, foi adotado $w_0 = \pi \text{ rd/s}$ (0,5 Hz).

Portanto, o polinômio mínimo múltiplo comum entre os polinômios característicos de (a) e (b) é:

$$d(s) = s^4 + w_0^2 s^2.$$

Podemos então montar o seguinte sistema representativo do servocompensador (ver Eqs. (6.4) - (6.6)):

$$\xi = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -\omega_0^2 & 0 \end{bmatrix} \xi + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} e \quad ; \quad y = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \xi$$

\Downarrow Ω \Downarrow θ \Downarrow ρ

Observa-se que é utilizada uma representação baseada na forma canônica controlável [24] para o servocompensador.

Uma vez que todas condições de necessidade do Teorema 6.1 foram satisfeitas, podemos empregar a teoria do controlador robusto para rejeitar as perturbações já mencionadas, com utilização do controlador complementar para estabilizar o sistema através das matrizes K_1 e K_2 de realimentação de estados.

V- Compensador de Estabilização.

A estrutura do controlador complementar da seção (6.2.5) é utilizada para síntese do compensador de estabilização que é portanto representado pelas Eqs. (6.13) e (6.14). As matrizes K_1 e K_2 são obtidas via técnicas de posicionamento de pólos. Os pólos do sistema aumentado (Processo+Servocompensador) foram posicionados escolhendo-se os autovalores do sistema em malha fechada máquina+ESP (descritos na seção III anterior) em conjunto com os seguintes autovalores :

$$\lambda = (-1 \pm j1,732 \ ; \ -1,2 \pm j1,8)$$

Obteve-se assim os seguintes valores:

$$K_1 = [-20,4001 \quad -25,2464 \quad 2,3473 \quad -5,4125]$$

$$K_2 = [-0,1501 \quad -20,0157 \quad 0,7449 \quad 0,0009 \quad 0,2342 \quad 0,728]$$

7.3- Apresentação e Análise de Resultados.

I- Controlador Robusto para Rejeitar o Distúrbio Hidráulico e os Efeitos da Rampa, com ESP de Potência Elétrica.

Utilizando o controlador robusto com ESP de potência elétrica no sistema do item 2.1 e submetendo este sistema a um impacto de 20 % na potência mecânica, vemos através da figura 7.1 que as oscilações do modo local são amortecidas. Este resultado preliminar visa apenas demonstrar a eficácia da atuação do ESP sem levar em conta outras perturbações.

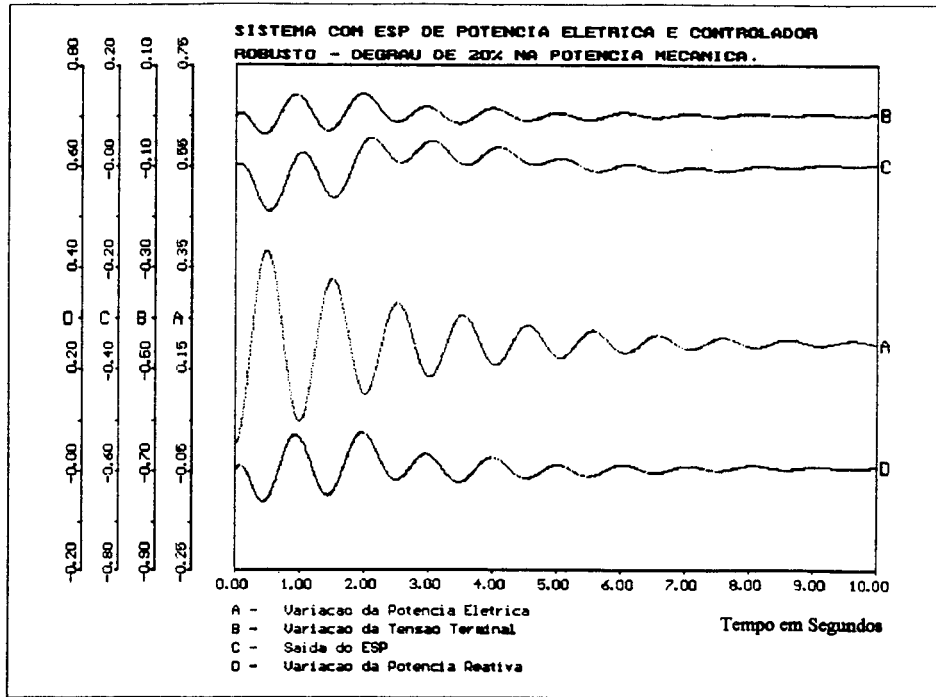


Figura - 7.1

Aplicando o distúrbio hidráulico simulado conforme descrito na seção 4.4, ao sistema, verifica-se na simulação da figura 7.2 que o controlador robusto rejeita o distúrbio, reduzindo drasticamente as oscilações na saída do ESP, na tensão terminal e na potência reativa. A amplitude das oscilações correspondentes a uma variação de 0,11 pu na potência elétrica é de 0,008 pu na tensão terminal e 0,015 pu na potência reativa.

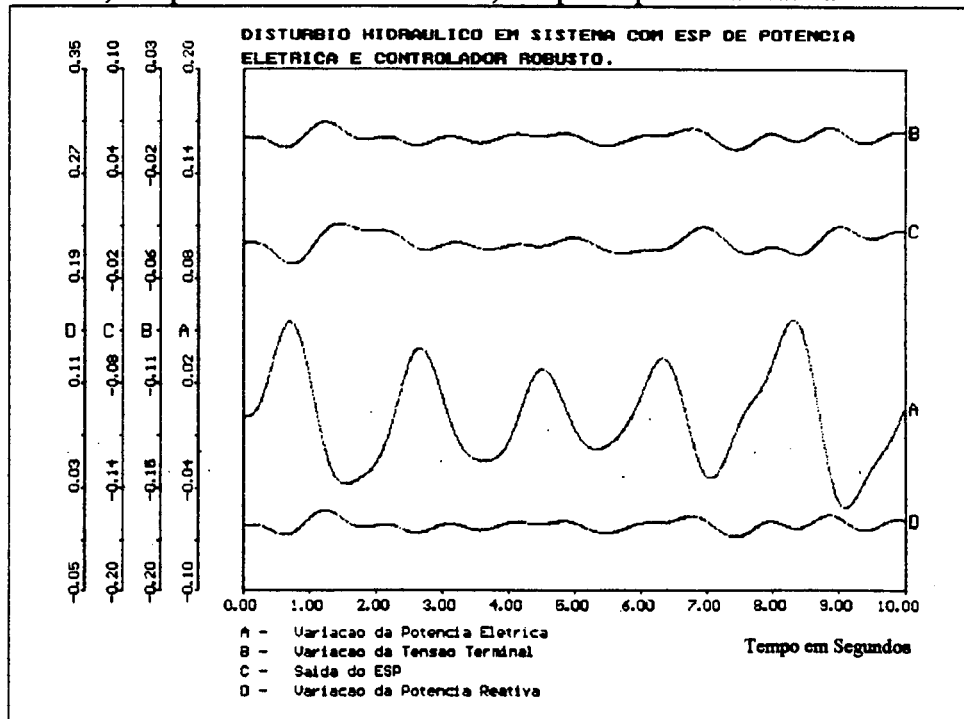


Figura - 7.2

Substituindo o distúrbio hidráulico (variável em frequência e em amplitude) por um distúrbio com amplitude e frequência constantes (figura 7.3), verificamos que o controlador robusto elimina completamente as oscilações na saída do ESP, tensão terminal e potência reativa. Assim, se a máquina estiver operando em períodos de cargas parciais e atendendo as variações de carga o comportamento será o da figura 7.2. Se a máquina estiver operando com sua potência sendo fixada pelo controle de operação da usina, o comportamento será o da figura 7.3.

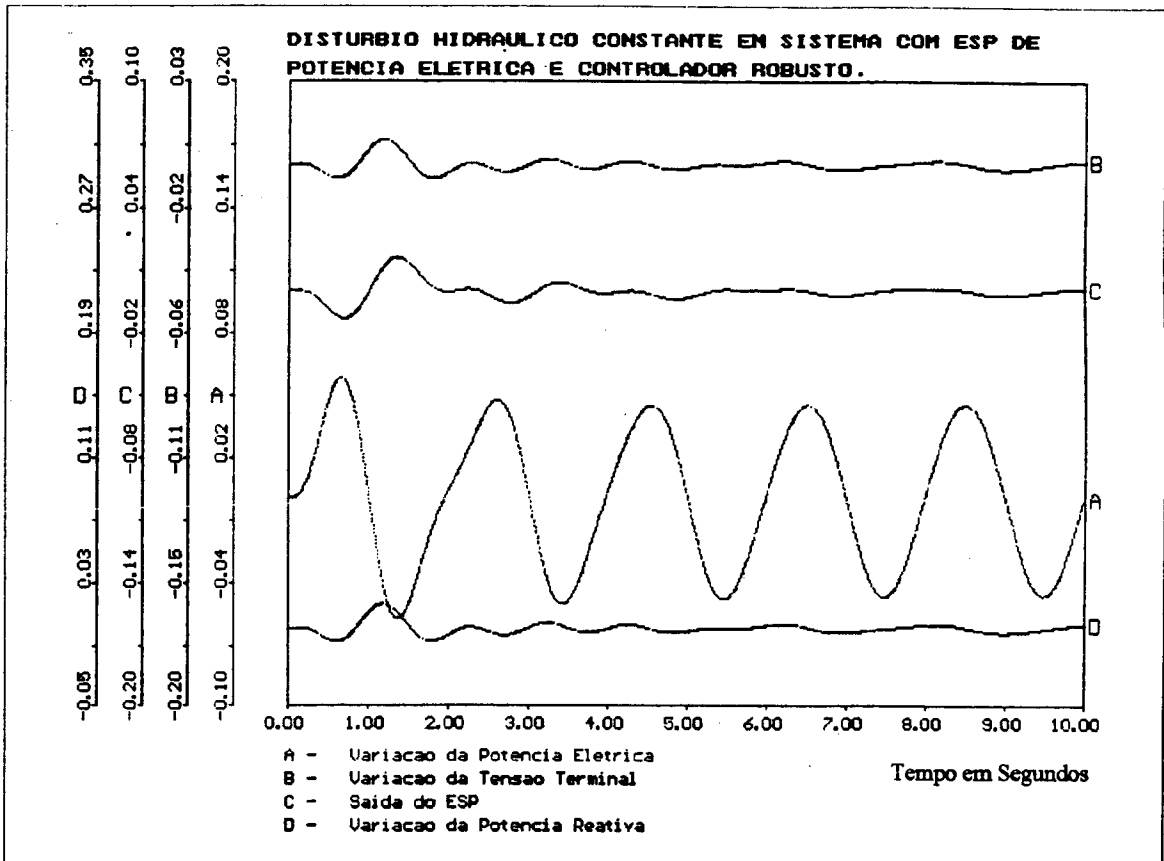


Figura - 7.3

Para efeito de comparação de resultados e comprovação da eficácia do controlador robusto na rejeição do distúrbio hidráulico, simulamos a situação da Fig. 7.2 sem o controlador robusto. Verifica-se através das curvas simuladas na Fig. 7.4 que também no modelo linear da máquina contra barra infinita foi possível se constatar as variações na tensão terminal (0,04 pu) e na potência reativa da máquina (0,07pu) devido a ação do ESP de potência elétrica, para uma variação correspondente na potência elétrica de 0,11 pu.

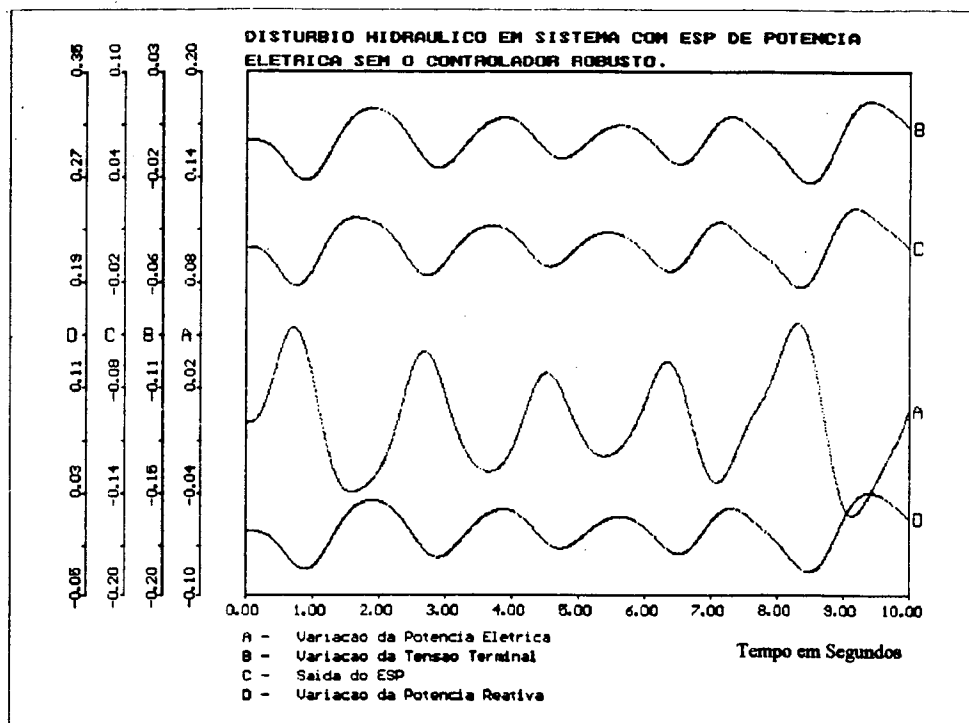


Figura - 7.4

Submetendo o sistema a uma variação de carga numa rampa de $6\% / s$, verifica-se que o controlador robusto atua eliminando as variações na tensão terminal e na potência reativa da máquina, conforme mostrado na Fig. 7.5.

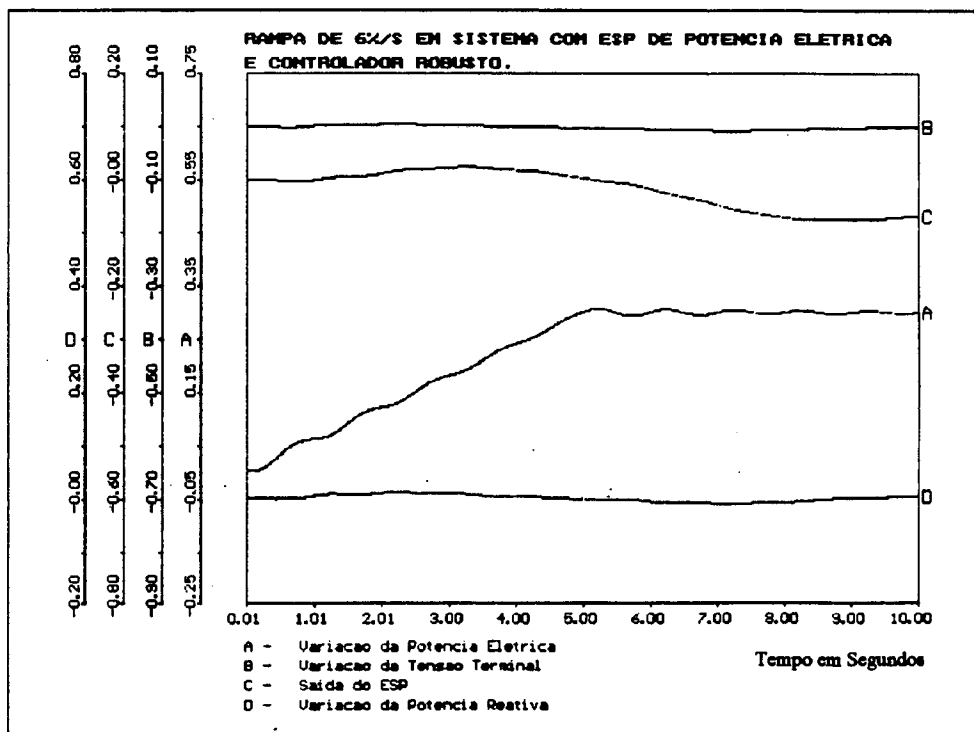


Figura - 7.5

Implementando o controlador robusto com o ESP de potência elétrica no sistema multimáquinas da seção (2.3), observa-se na simulação de um degrau de 20 % na potência mecânica, mostrada na Fig. 7.6, que as oscilações do modo interáreas são fracamente amortecidas, não podendo este desempenho ser considerado satisfatório. Isto se deve ao fato de que o compensador de rejeição para rejeitar as oscilações da tensão terminal nas frequências em torno de ω_c , praticamente dessensibiliza o canal do ESP de potência elétrica para sinais nesta faixa de frequência.

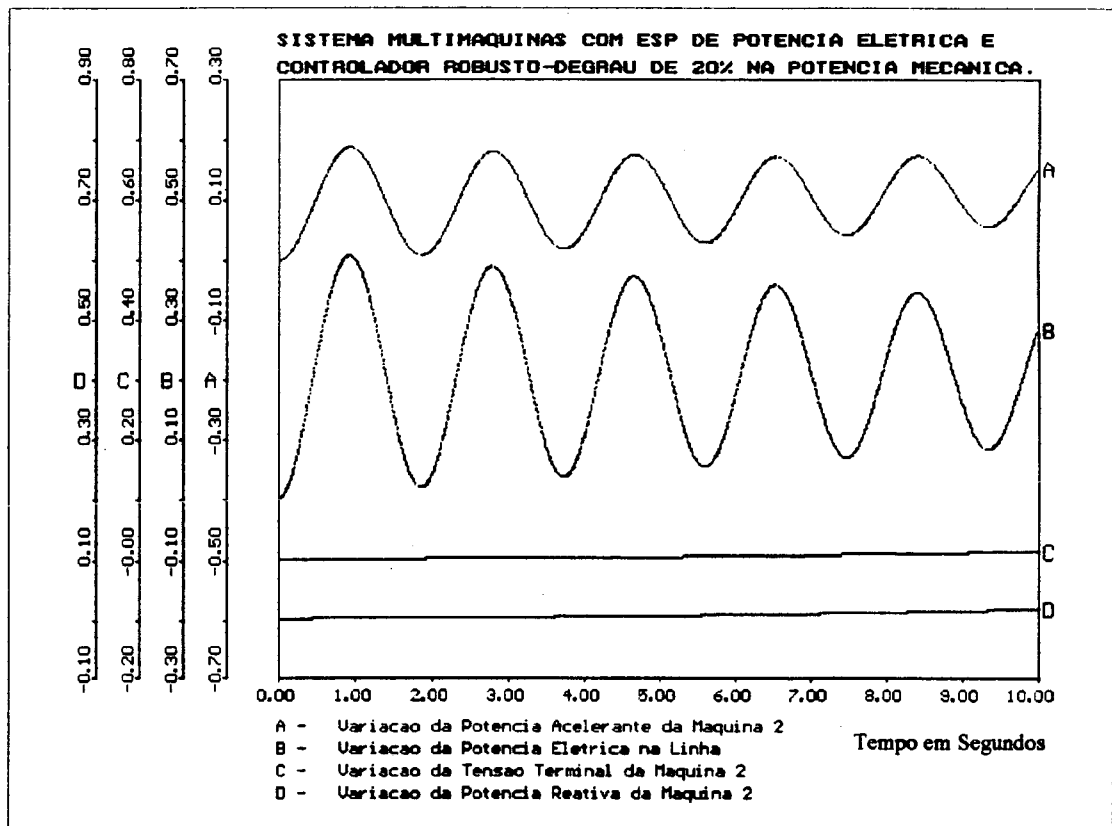


Figura - 7.6

Pode-se concluir, portanto, que a estrutura do controlador robusto conforme concebida nas seções (IV) e (V) do item 7.2 juntamente com ESP de potência elétrica, tem aplicabilidade em sistemas nos quais as frequências de oscilação do modo interáreas estão afastadas da frequência de oscilação do distúrbio hidráulico. Isto é, as mesmas observações feitas aos ESPs projetados via técnicas no domínio da frequência vistos no Capítulo 5 aplicam-se também neste caso.

II- Controlador Robusto para Rejeitar o Distúrbio Hidráulico com ESP de Potência Acelerante.

Em consequência do resultado obtido na seção 7.3.I para o sistema multimáquinas, e considerando o fato de que no Sistema Elétrico Brasileiro os principais modos de oscilação interáreas estão na mesma faixa de frequência do distúrbio hidráulico, a solução para os problemas apontados neste trabalho com utilização do controlador robusto, em sistemas com as características acima citadas, requer a utilização de ESP de potência acelerante.

A estrutura de síntese do sinal da potência de aceleração utilizada, foi a mesma ilustrada

na figura 3.3.6, sendo assumido para o filtro passa-baixas $G(s) = \frac{1}{1+0,2 s}$.

Os ajustes do ganho e dos parâmetros dos blocos de compensação de fase foram os mesmos utilizados para o ESP de potência elétrica.

Como o ESP de potência acelerante inibe por si só as variações na tensão terminal e na potência reativa quando de tomadas de carga em rampa, podemos simplificar a estrutura do servo-compensador de forma a rejeitar apenas o distúrbio hidráulico.

Desta forma o servo-compensador passou a ser representado pelo seguinte modelo:

$$\dot{\xi} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\omega_0^2 & 0 \end{bmatrix} \xi + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} e \quad ; \quad y = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \xi \quad (8.3)$$

$\Downarrow \qquad \qquad \Downarrow \qquad \qquad \qquad \Downarrow$
 $\Omega \qquad \qquad \theta \qquad \qquad \qquad \rho$

Substituindo no sistema do item 7.2 o servo-compensador (IV) pelo modelo (8.3) acima, obtivemos a estrutura representada pelo diagrama de blocos da figura 7.7 a seguir.

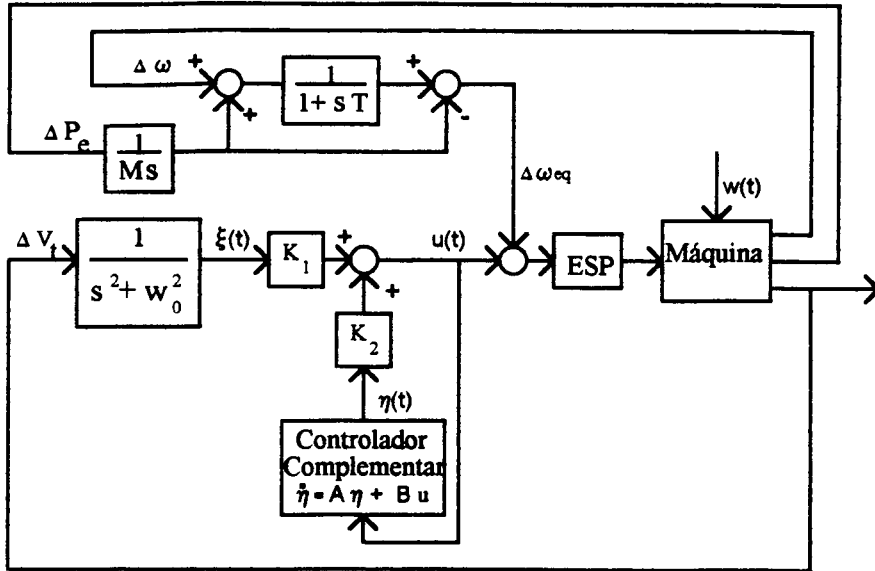


Figura - 7.7

Utilizando o sistema da figura 7.7, simulamos um degrau de 20% na potência mecânica (Fig. 7.8), a aplicação do distúrbio hidráulico variável em amplitude e frequência de oscilação (Fig. 7.9) bem como constante em amplitude e frequência de oscilação (Fig. 7.10); simulamos ainda uma tomada de carga em rampa de 6%/s (Fig. 7.10). Os resultados obtidos foram idênticos aos do item 7.2.I, a menos da estabilização do sistema para o degrau de 20% onde o ESP de potência acelerante apresenta desempenho superior ao ESP de potência elétrica.

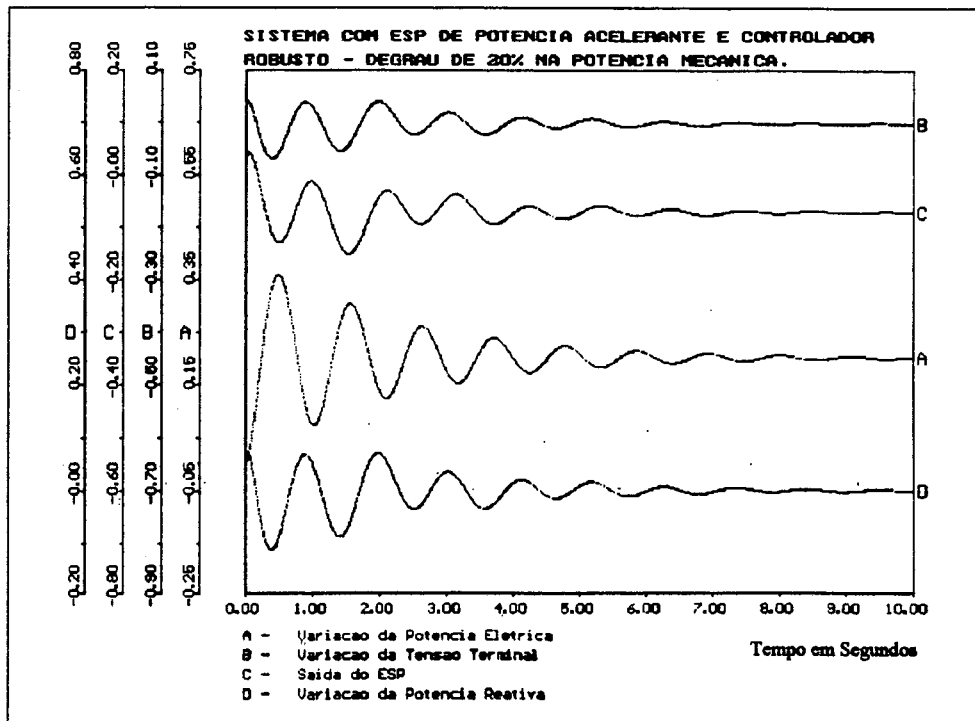


Figura - 7.8

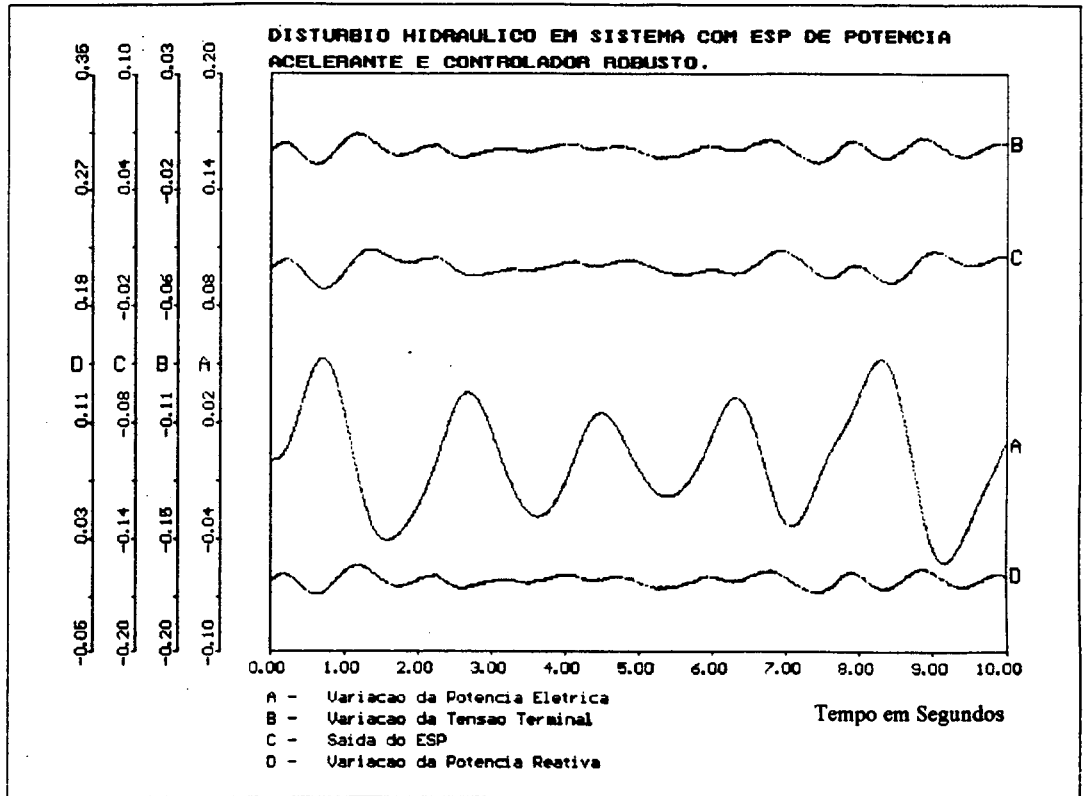


Figura - 7.9

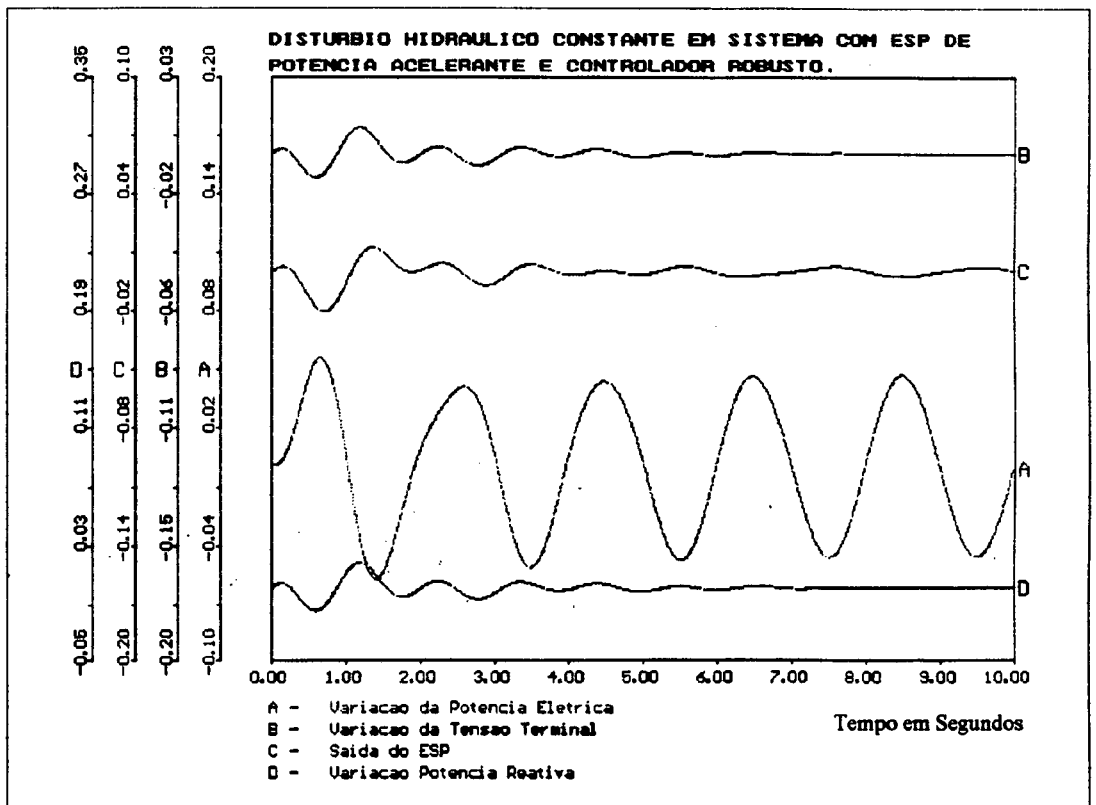


Figura - 7.10

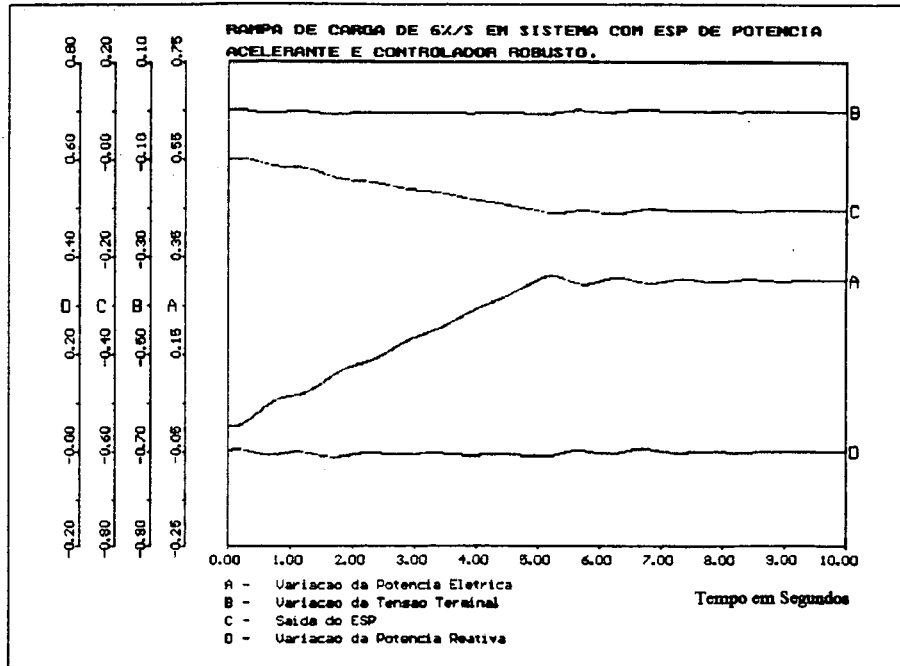


Figura 7.11

Simulando esta estrutura de controlador robusto + ESP de potência acelerante no sistema multimáquinas do item 2.3, verificamos que, ao contrário do resultado obtido no item 7.2.I, as oscilações do modo interáreas de mesma frequência de oscilação do distúrbio hidráulico são fortemente amortecidas. Esta performance é garantida pela ação do canal de velocidade, uma vez que o canal de potência elétrica teve sua sensibilidade praticamente inibida pela ação do servo-compensador. Este comportamento vem mostrado na simulação da Fig. 7.12.

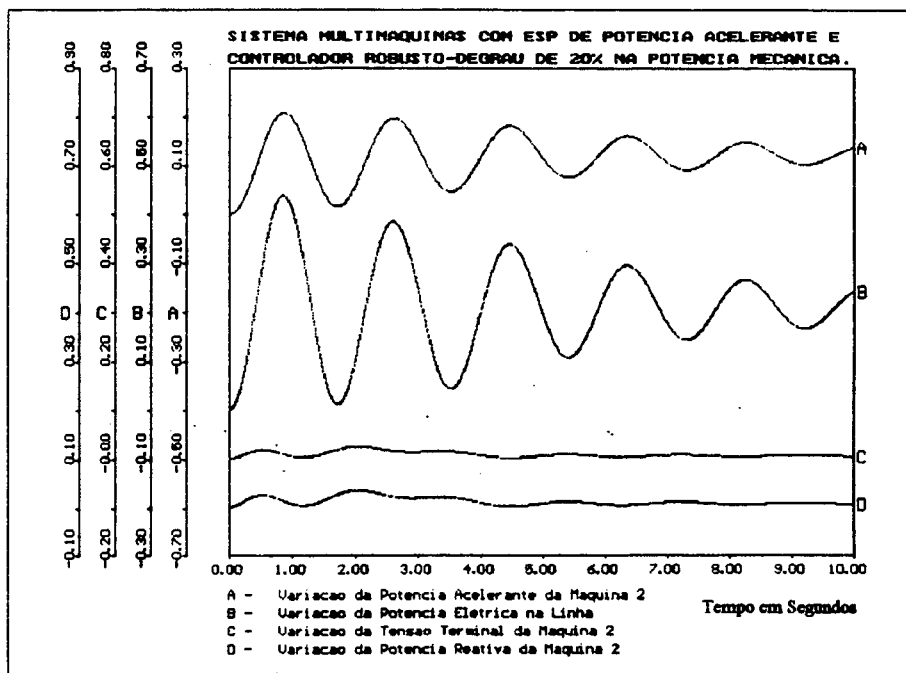


Figura - 7.12

Verificamos nas análises deste capítulo, que a melhor alternativa para a utilização da teoria de rejeição de perturbações como solução para os problemas causados pelas tomadas de carga em rampa e do distúrbio hidráulico no desempenho dos ESPs, é a utilização de um controlador robusto projetado para rejeitar apenas o distúrbio hidráulico. A eliminação dos problemas devido a tomadas de carga em rampa deverá ser assegurada utilizando-se um ESP de potência acelerante, com características similares ao apresentado na figura 3.3.6.

Capítulo - 8

Conclusões e Recomendações

8.1- Conclusões:

As análises efetuadas no trabalho nos conduziram a conclusões das quais podem ser extraídas as seguintes:

1. Os modelos lineares de máquinas síncronas de Heffron-Phillips são ferramentas eficazes para o projeto e ajustes de sistemas de controle para aplicação nos sistemas elétricos de potência.
2. O modelo não linear IV de máquinas permite representar com relativa fidelidade os efeitos dos problemas detetados durante a operação real do sistema elétrico.
3. Os ESP de potência elétrica apresentam problemas de desempenho frente a situações de tomadas de carga em rampa e quando da presença de oscilações de origem hidráulica. Já os ESP com sinais sintetizados a partir da potência de aceleração, conseguem bom desempenho durante tomadas rápidas de carga, embora também apresentem problemas durante a ocorrência do distúrbio hidráulico, nos casos onde não existe preocupação precípua de se utilizar em sua estrutura, um filtro $G(s)$ com características similares àquelas utilizadas na solução apresentada na referência [8].
4. O comportamento característico do distúrbio hidráulico, variável em amplitude e frequência de oscilação, torna difícil a adoção de estratégias para a solução do problema, sendo impraticável a eliminação completa do mesmo através de técnicas convencionais de rejeição de distúrbios. A eliminação completa do distúrbio só é alcançada quando a máquina está operando com sua potência sendo fixada pelo controle de operação da usina.
5. A utilização de filtro corta-faixa centrado na frequência média das oscilações do distúrbio hidráulico, se apresenta como solução simples e de fácil implementação. No entanto, a faixa de atuação mais efetiva do filtro é por demais estreita, comprometendo a eficácia deste instrumento na solução do problema.
Por outro lado, se o ESP utilizado juntamente com o filtro for de potência elétrica, fica comprometido o desempenho do ESP no amortecimento de oscilações eletromecânicas interáreas, no caso de sistemas com modos interáreas de mesma faixa de frequência do distúrbio hidráulico.
6. Utilizando-se o filtro corta-faixa no ESP de potência de aceleração com o sinal da potência mecânica sintetizado a partir da abertura do distribuidor, persistem os problemas de falta de amortecimento do ESP para os modos de oscilação interáreas apontados no item anterior.

7. O emprego de modelos de ESP de potência acelerante conforme desenvolvimento das referências [4, 9], permite através da utilização adequada de estrutura de filtro passa-baixas (similar a sugerida na referência 8), a obtenção de bons resultados na rejeição do distúrbio hidráulico. Esta solução apresenta ainda excelentes resultados no amortecimento de oscilações eletromecânicas para modos interáreas, mesmo que a frequência dos modos interáreas coincidam com a do distúrbio hidráulico.
8. A teoria de rejeição de perturbações através do controlador robusto para *rejeitar os efeitos da rampa de carga e do distúrbio hidráulico*, em sistemas com ESP de potência elétrica, é um instrumento eficaz na rejeição dos distúrbios mencionados.
Entretanto, o desempenho de estruturas com esta alternativa de solução frente às oscilações do modo interáreas, não são satisfatórias em sistemas com modos de oscilação de mesma faixa de frequência do distúrbio hidráulico. A idéia pode ser aplicada com eficiência em sistemas com modos de oscilação interáreas diversa da faixa mencionada anteriormente.
9. Excelentes resultados podem ser obtidos com a utilização do controlador robusto para *rejeição do distúrbio hidráulico* em sistemas com ESP de potência acelerante. A ação conjunta do compensador robusto na eliminação do distúrbio hidráulico com o bom desempenho do ESP de potência acelerante durante tomadas de carga em rampa e frente oscilações eletromecânicas do modo interáreas, possibilita a aplicação desta solução em qualquer sistema elétrico.

8.2- Recomendações:

Recomendamos a continuidade de estudos sobre os assuntos tratados neste trabalho, objetivando:

- a obtenção de modelos de turbinas hidráulicas que sejam capazes de refletir o comportamento do fluxo turbulento no duto de sucção, durante a operação da máquina em sua faixa de cavitação;
- verificação da teoria de *rejeição de perturbações*, em sistemas com representação de modelos não lineares;
- análise comparativa de resultados utilizando na teoria do *controlador robusto*, para estabilizar o sistema, técnicas de controle ótimo, observadores, e o controlador complementar;
- utilização de técnicas de *controle descentralizado* com aplicação da teoria do *controlador robusto* em sistemas multimáquinas;
- análise e solução para o problema do *distúrbio hidráulico*, através de sistemas de controle adaptativo.

APÊNDICE - A

Modelo Heffron-Phillips Máquina-Barra Infinita [1, 22, 23].

A.1- Definição dos Parâmetros do Modelo H&P.

Os parâmetros utilizados no modelo de Heffron-Phillips, são definidos como se segue:

$$K_1 = \frac{\Delta T_e}{\Delta \delta} \quad \left| \quad E'q = \text{cte} \right.$$

- Variação do torque elétrico em função da variação do ângulo do rotor, com fluxo concatenado constante no eixo direto.

$$K_2 = \frac{\Delta T_e}{\Delta E'q} \quad \left| \quad \delta = \text{cte} \right.$$

- Variação do torque elétrico em função da variação do fluxo concatenado no eixo direto, com ângulo do rotor constante.

$$K_3 = \frac{X'd + X_e}{X_d + X_e}$$

- Fator de impedância. A formulação acima representa as situações em que a impedância externa pode ser representada por uma reatância pura X_e .

$$K_4 = \frac{1}{K_3} \cdot \frac{\Delta E'q}{\Delta \delta}$$

- Representa o efeito desmagnetizante conseqüente da variação do ângulo do rotor.

$$K_5 = \frac{\Delta V_t}{\Delta \delta} \quad \left| \quad E'q = \text{cte} \right.$$

- Variação da tensão terminal da máquina em função da variação do ângulo do rotor, com fluxo concatenado constante no eixo direto.

$$K_6 = \frac{\Delta V_t}{\Delta E'q} \quad \left| \quad \delta = \text{cte} \right.$$

- Variação da tensão terminal da máquina em função da variação do enlace de fluxo no eixo direto, com ângulo do rotor constante.

T_{d0}' - Constante de tempo de circuito aberto.

A.2- Equações Representativas do Modelo.

Seja o sistema representado pela figura A1 abaixo:

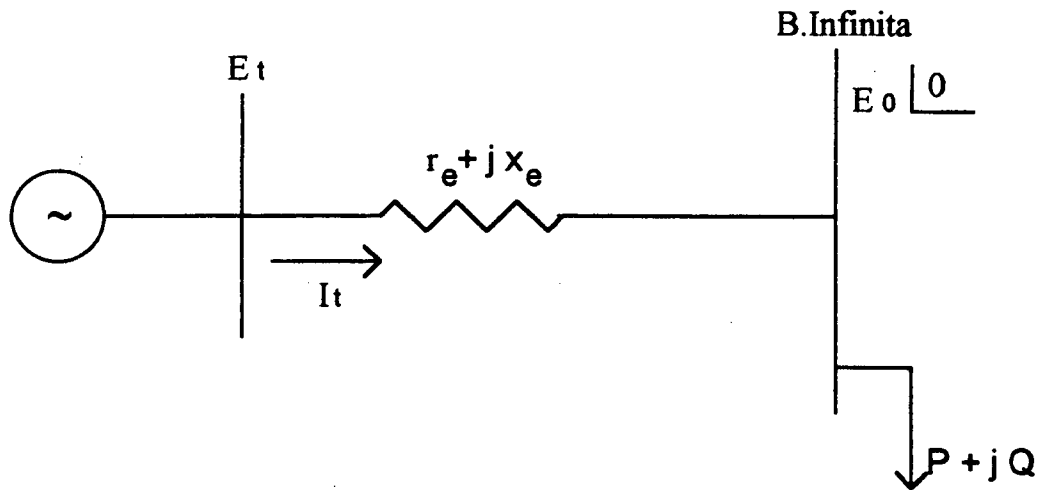


Diagrama Unifilar Máquina-Barra Infinita

Figura A1

Desprezando-se os efeitos dos enrolamentos amortecedores e da saturação, a resistência de armadura, os termos $d\varphi/dt$ das equações de tensão dos enrolamentos d e q da armadura e, considerando ainda velocidade constante = 1,0 pu., as seguintes equações podem ser formuladas:

$$e_t^2 = e_d^2 + e_q^2 \quad - e_d = \psi_q = -X_q i_q$$

$$T_e = E_q i_q \quad e_q = \psi_d = E'_q - X'_d i_d$$

$$E_q = E'_q + (X_q - X'_d) i_d$$

$$i_d = \frac{(E_q - E \cos \delta) (X_e + X_q)}{r_e^2 + (X_e + X_q)^2} - \frac{(E \sin \delta) r_e}{r_e^2 + (X_e + X_q)^2}$$

$$i_q = \frac{(E_q - E \cos \delta) r_e}{r_e^2 + (X_e + X_q)^2} + \frac{E \sin \delta (X_e + X_q)}{r_e^2 + (X_e + X_q)^2}$$

$$E'_q = X_{ad} i_{fd} - (X_d - X'_d) i_d$$

$$T'_{d0} \frac{dE'_q}{dt} = E_{fd} - X_{ad} i_{fd} \quad T_m - T_e = M \frac{dw}{dt}$$

Linearizando as equações da máquina síncrona em torno de um ponto de operação, pode-se escrever as seguintes expressões em função das variáveis Δv_t , $\Delta E'_q$ e $\Delta \delta$ [1].

$$\Delta e_t = K_5 \Delta \delta + K_6 \Delta E'_q \quad \Delta T_e = K_1 \Delta \delta + K_2 \Delta E'_q$$

$$\Delta E'_q = \frac{K_3 \Delta E_{fd} - K_3 K_4 \Delta \delta}{1 + ST'_{d0} K_3}$$

onde :

$$K_1 = \frac{E_{q0} E_0}{A} [r_e \text{sen} \delta_0 + (X_e + X'_d) \text{cos} \delta_0] + \frac{i_{q0} E_0}{A} [(X_q - X'_d)(X_e + X_q) \text{sen} \delta_0 - r_e (X_q - X'_d) \text{cos} \delta_0]$$

$$K_2 = \frac{r_e E_{q0}}{A} + i_{q0} \left[1 + \frac{(X_q - X'_d)(X_e + X_q)}{A} \right]$$

$$K_3 = \left[1 + \frac{(X_d - X'_d)(X_e + X_q)}{A} \right]^{-1}$$

$$K_4 = \frac{E_0 (X_d - X'_d)}{A} [(X_e + X_q) \text{sen} \delta_0 - r_e \text{cos} \delta_0]$$

$$K_5 = \frac{e_{d0}}{e_{t0}} X_q \left[\frac{r_e E_0 \sin \delta_0 + (X_e + X'_d) E_0 \cos \delta_0}{A} \right] + \frac{e_{q0}}{e_{t0}} X'_d \left[\frac{r_e E_0 \cos \delta_0 - (X_e + X_q) E_0 \sin \delta_0}{A} \right]$$

$$K_6 = \frac{e_{q0}}{e_{t0}} \left[1 - \frac{X'_d (X_e + X_q)}{A} \right] + \frac{e_{d0}}{e_{t0}} X_q \frac{r_e}{A} \quad W_0 = 2\pi f$$

$$A = [r_e^2 + (X_e + X'_d)(X_e + X_q)] \quad W_n = \sqrt{\frac{W_0 \times K_1}{M}}$$

Os valores de δ_0 , E_{q0} , E_0 , e_{d0} e e_{q0} são determinados a partir do diagrama fasorial da máquina síncrona em regime permanente. Expressando as mesmas em função da tensão terminal e da corrente de carga em regime permanente, temos:

$$I_0 = I_{p0} + j I_{q0} \quad E_{q0} = \sqrt{(e_{t0} + I_{q0} X_q)^2 + (I_{p0} X_q)^2}$$

$$E_0 = \sqrt{(e_{t0} - I_{p0} r_e - I_{q0} X_e)^2 + (I_{p0} X_e - I_{q0} r_e)^2}$$

$$\sin \delta_0 = \frac{e_{t0} I_{p0} (X_q + X_e) - r_e X_q (I_{p0}^2 + I_{q0}^2)}{E_{q0} E_0}$$

$$\cos \delta_0 = \frac{e_{t0} (e_{t0} - I_{q0} (X_q - X_e) - I_{p0} r_e)}{E_{q0} E_0} - \frac{X_e X_q (I_{p0}^2 + I_{q0}^2)}{E_{q0} E_0}$$

$$i_{q0} = [I_{p0} (e_{t0} + I_{q0} X_q) - I_{q0} I_{p0} X_q] / E_{q0}$$

$$i_{d0} = [I_{p0}^2 X_q + I_{q0} (e_{t0} + I_{q0} X_q)] / E_{q0}$$

$$e_{q0} = [(e_{t0} + I_{q0} X_q) / E_{q0}] e_{t0} \quad e_{d0} = i_{q0} X_q$$

APÊNDICE - B

Modelo Não Linear Máquina-Barra Infinita (Modelo IV) [23, 30].

A partir do diagrama fasorial mostrado no item 2.2, as seguintes equações podem ser formuladas:

$$i_q = \frac{\varphi_q'' + E_\infty \text{sen} \delta}{X_d'' + X_e} \qquad i_d = \frac{\varphi_d'' - E_\infty \text{cos} \delta}{X_d'' + X_e}$$

$$E_I = E_q' \left[1 + \frac{(X_d' - X_d'')(X_d - X_d')}{(X_d' - X_1)^2} \right] - \varphi_{kd} \frac{(X_d' - X_d'')(X_d - X_d')}{(X_d' - X_1)^2} +$$

$$i_d \left[(X_d - X_d') - \frac{(X_d' - X_d'')(X_d - X_d')}{(X_d' - X_1)} \right] + A_g e^{B_s(E_s - 0,8)}$$

$$P_e = \frac{\varphi_d'' E_\infty \text{sen} \delta + \varphi_q'' E_\infty \text{cos} \delta}{X_d'' + X_e} \qquad V_t = \left[(\varphi_d'' - i_d X_d'')^2 + (\varphi_q'' - i_q X_d'')^2 \right]^{1/2}$$

$$i_r = \frac{P_e}{V_t} \qquad i_x = \frac{V_t - \left[\varphi_d''^2 + \varphi_q''^2 - (i_r X_d'')^2 \right]^{1/2}}{X_d''}$$

O modelo tem ainda as seguintes equações dinâmicas que complementam sua representação:

$$\frac{dE'_q}{dt} = \frac{E_{fd} - E'_q}{T'_{d0}}$$

$$\frac{d\Delta w}{dt} = \frac{P_m - P_e - D\Delta w}{M}$$

$$\frac{d\varphi_q''}{dt} = - \frac{\varphi_q'' + i_q(X_q - X_d'')}{T''_{q0}}$$

$$\frac{d\delta}{dt} = 377\Delta w$$

$$\frac{d\varphi_{kd}}{dt} = \frac{E'_q - i_d(X_d' - X_l) - \varphi_{kd}}{T''_{d0}}$$

APÊNDICE - C

Modelo Linear para Sistemas Multimáquinas [22, 23, 25, 72].

Para a formulação do modelo linear de sistemas Multimáquinas Heffron-Phillips Generalizado, consideremos o diagrama unifilar abaixo representativo de duas áreas.

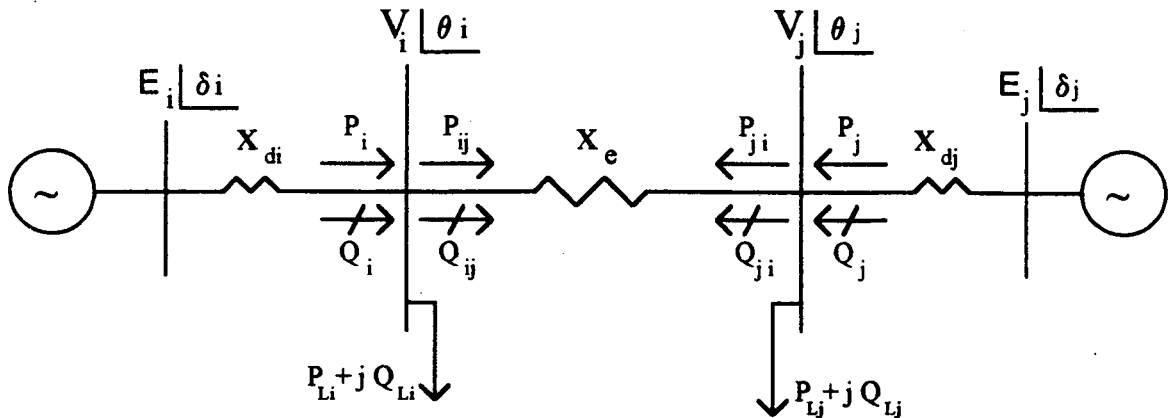


Diagrama Unifilar para Sistema Constituído por Duas Máquinas

Figura - C.1

C.1-Equações do Fluxo de Potência:

$$P_{ij} = P_i - P_{Li} \quad P_{ij} = \frac{|V_i| \cdot |V_j|}{X_e} \sin(\theta_i - \theta_j) \quad P_{ji} = -P_{ij} \quad P_j = P_{ji} + P_{Lj}$$

$$Q_{ij} = \frac{1}{X_e} (V_i^2 - V_i V_j \cos \theta_{ij}) \quad Q_i = Q_{ij} + Q_{Li}$$

$$Q_{ji} = \frac{1}{X_e} (V_j^2 - V_j V_i \cos \theta_{ji}) \quad Q_j = Q_{ji} + Q_{Lj}$$

Cálculo de Tensões, Correntes e Ângulos Internos da Máquina [22, 23].

$$Z_i = V_{ti} + \frac{Q_i X_{di}'}{V_{ti}} \quad U_i = \frac{P_i X_{di}'}{V_{ti}} \quad \gamma_i = \arctan\left(\frac{U_i}{Z_i}\right)$$

$$V_{di} = V_{ti} \sin(\gamma_i) \quad V_{qi} = V_{ti} \cos(\gamma_i) \quad \delta_i = \gamma_i + \theta_i$$

$$V_{dqi} = \sqrt{V_{di}^2 + V_{qi}^2}$$

$$S_i = V_{ti} I_i^* \Rightarrow I_i = \frac{S_i^*}{V_{ti}^*} = DI_{di} + j DI_{qi}$$

$$I_{di} = DI_{di} \text{ sen} \delta_i - DI_{qi} \text{ cos} \delta_i$$

$$I_{qi} = DI_{di} \text{ cos} \delta_i + DI_{qi} \text{ sen} \delta_i$$

$$E_i = \sqrt{Z_i^2 + U_i^2}$$

$$E'_{qi} = E_i + (X'_{di} - X_{di}) I_{di}$$

Cálculo da Matriz de Admitâncias.

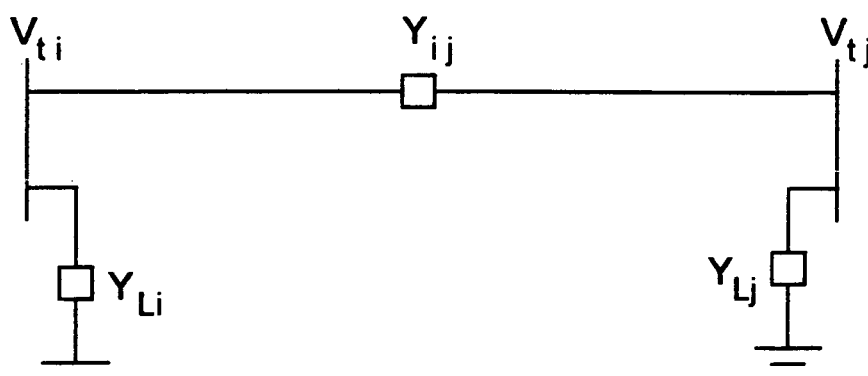


Diagrama de Impedâncias

Figura - C.2

$$Y_{Li} = \frac{P_{Li}}{V_{ti}^2} - j \frac{Q_{Li}}{V_{ti}^2}$$

$$Y_{ij} = -j \frac{1}{X_{eij}}$$

$$Y_{ii} = Y_{Li} + Y_{ij}$$

$$\begin{bmatrix} \bar{Y}_T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{ii} & Y_{ij} \\ Y_{ji} & Y_{jj} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \bar{Y} \end{bmatrix} = \left[\begin{bmatrix} \bar{Y}_T \end{bmatrix}^{-1} + j \begin{bmatrix} X'_d \end{bmatrix} \right]^{-1} = \begin{bmatrix} Y_{ij} | \underline{\beta} \end{bmatrix}$$

C.2- Cálculo de Parâmetros Necessários à Obtenção das Matrizes [K].

$$\delta_{ij} = \delta_i - \delta_j$$

$$C_{ij} = \text{cos}(\beta_{ij} - \delta_{ij})$$

$$S_{ij} = \text{sen}(\beta_{ij} - \delta_{ij})$$

$$L_{qii} = 1 - Y_{ii} (X_{qi} - X'_{di}) S_{ij}$$

$$L_{qij} = Y_{ij} (X_{qj} - X'_{dj}) S_{ij} \rightarrow i \neq j$$

$$M_{dij} = Y_{ij}(X_{qj} - X'_{dj})C_{ij} \quad Q_{dij} = -Y_{ij}S_{ij} \quad Q_{qij} = Y_{ij}C_{ij}$$

$$[Y_q] = [L_q]^{-1}[Q_q] \quad [Y_d] = [Q_d] + [M_d][Y_q]$$

$$P_{dij} = -Y_{ij}[C_{ij}E'_{qj} + (X_{qj} - X'_{dj})S_{ij}I_{qj}] \rightarrow i \neq j \quad P_{dii} = -\sum_{j \neq i} P_{dij}$$

$$P_{qij} = -Y_{ij}[S_{ij}E'_{qj} - (X_{qj} - X'_{dj})C_{ij}I_{qj}] \rightarrow i \neq j \quad P_{qii} = -\sum_{j \neq i} P_{qij}$$

$$[F_q] = [L_q]^{-1}[P_q] \quad [F_d] = [P_d] + [M_d][F_q] \quad D_{Vi} = \text{sen } \gamma_i$$

$$D_{ti} = (X_{qi} - X'_{di})I_{qi} \quad Q_{ti} = (X_{qi} - X'_{di})I_{di} + E'_{qi} \quad Q_{Vi} = \text{cos } \gamma_i$$

Cálculo das Matrizes [K].

$$K_{1(ii)} = D_{ti} + F_{dii} + Q_{ti}F_{qii} \quad K_{1(ij)} = D_{ti} + F_{dij} + Q_{ti}F_{qij}$$

$$K_{2(ii)} = D_{ti} + Y_{dii} + Q_{ti}Y_{qii} + I_{qi} \quad K_{2(ij)} = D_{ti} + U_{dij} + Q_{ti}Y_{qij}$$

$$K_{3(ii)} = [1 + (X_{di} - X'_{di})Y_{dii}]^{-1} \quad K_{3(ij)} = [(X_{di} - X'_{di})Y_{dij}]^{-1}$$

$$K_{4(ii)} = (X_{di} - X'_{di})F_{dii} \quad K_{4(ij)} = (X_{di} - X'_{di})F_{dij}$$

$$[K_5] = [D_v][X_q][F_q] - [Q_v][X'_d][F_d] \quad [K_6] = [D_v][X_q][Y_q] - [Q_v][X'_d][Y_d] + [Q_v]$$

C.3- Construção do Modelo [22, 23].

O modelo é elaborado baseando-se na interação entre os modos dos laços eletromecânicos e laços reativos das máquinas no sistema representado. Para tal, a formulação a seguir deve ser considerada:

a) Equações do Laço Eletromecânico:

$$\Delta\delta = \frac{1}{s} (w_0 \Delta w_i) \quad \Delta w_i = \frac{1}{M_s} (\Delta T_{mi} - \Delta T_{ei} - D_i \Delta w_i)$$

$$\Delta T_{ei} = K_{1,ii} \Delta\delta_i + K_{2,ii} \Delta E'_{qi} - \sum_{j \neq i} K_{1,ij} \Delta\delta_j - \sum_{j \neq i} K_{2,ij} \Delta E'_{qj}$$

b) Equações do Laço Reactivo:

$$T'_{doi} s \Delta E'_{qi} = \Delta E_{fdi} - K_{3,ii} \Delta E'_{qi} + K_{4,ii} \Delta\delta_i + \sum_{j \neq i} \frac{1}{K_{3,ij}} \Delta E'_{qj} - \sum_{j \neq i} K_{4,ij} \Delta\delta_j$$

$$s \Delta E_{fdi} = - \frac{K_{ei}}{T_{ei}} \Delta v_{ti} + \frac{K_{ei}}{T_{ei}} u_{Ei} - \frac{1}{T_{ei}} \Delta E_{fdi}$$

$$\Delta v_{ti} = K_{5,ii} \Delta\delta_i + K_{6,ii} \Delta E'_{qi} - \sum_{j \neq i} K_{5,ij} \Delta\delta_j + \sum_{j \neq i} K_{6,ij} \Delta E'_{qj}$$

C.4- Representação do Sistema por Variáveis de Estado.

Definiu-se na formulação abaixo, a expressão $T'_{di} = K_3 T'_{do}$.

a) Para a máquina de S.Santiago (representando a máquina 1 do item 2.3), temos as seguintes equações diferenciais:

$$\dot{w}_1 M_1 + w_1 D_1 = T_{m1} - K_{1(11)} \delta_1 - K_{2(11)} E'_{q1} - K_{1(12)} \delta_2 - K_{2(12)} E'_{q2} \quad (1)$$

$$E'_{q1} T'_{d1} + E'_{q1} = -K_{3(11)} K_{4(11)} \delta_1 + K_{3(11)} E_{fd1} - K_{3(11)} K_{4(12)} \delta_2 - \frac{K_{3(11)}}{K_{3(12)}} E'_{q2} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} E_{fd1} T_{E1} + E_{fd1} = & -K_{E1} K_{5(11)} \delta_1 - K_{E1} K_{5(12)} \delta_2 - K_{E1} K_{6(12)} E'_{q2} \\ & - K_{E1} K_{6(11)} E'_{q1} - K_{E1} u_{e1} \end{aligned} \quad (3)$$

considerando os estados:

$$\dot{\delta} = w \cdot \omega_0 \quad \text{onde } \omega_0 = 377,0 \quad \text{para } f = 60 \text{ Hz}$$

$$X_2 = \delta \quad \Rightarrow \quad \dot{X}_2 = \omega_0 X_1$$

$$X_3 = E'_q \quad X_4 = E_{fd}$$

substituindo em (1,2,3) vem:

$$\dot{X}_{1(11)} = -\frac{D_1}{M_1} X_{1(11)} - \frac{K_{1(11)}}{M_1} X_{2(11)} - \frac{K_{2(11)}}{M_1} X_{3(11)} - \frac{K_{1(12)}}{M_1} X_{2(22)} - \frac{K_{2(12)}}{M_1} X_{3(22)} - \frac{T_{m1}}{M_1}$$

$$\dot{X}_{2(11)} = w_0 X_{1(11)}$$

$$\dot{X}_{3(11)} = -\frac{X_{3(11)}}{T_{d1}^1} - \frac{K_{3(11)}K_{4(11)}}{T_{d1}^1} X_{2(11)} + \frac{K_{3(11)}X_{4(11)}}{T_{d1}^1} - \frac{K_{3(11)}K_{4(12)}}{T_{d1}^1} X_{2(22)} - \frac{K_{3(11)}}{K_{3(12)}T_{d1}^1} X_{3(22)}$$

$$\dot{X}_{4(11)} = -\frac{1}{T_{E1}} X_{4(11)} - \frac{K_{E1}K_{5(11)}}{T_{E1}} X_{2(11)} - \frac{K_{E1}K_{5(12)}}{T_{E1}} X_{2(22)} - \frac{K_{E1}K_{6(12)}}{T_{E1}} X_{3(22)} - \frac{K_{E1}K_{6(11)}}{T_{E1}} X_{3(11)} - \frac{K_{E1}}{T_{E1}} u_{e1}$$

b) Por analogia, para a máquina de Itumbiara (representando a máquina 2) temos:

$$\dot{X}_{1(22)} = -\frac{D_2}{M_2} X_{1(22)} - \frac{K_{1(22)}}{M_2} X_{2(22)} - \frac{K_{2(22)}}{M_2} X_{3(22)} - \frac{K_{1(21)}}{M_2} X_{2(11)} - \frac{K_{2(21)}}{M_2} X_{3(11)} - \frac{T_{m2}}{M_2}$$

$$\dot{X}_{2(22)} = w_0 X_{1(22)}$$

$$\dot{X}_{3(22)} = -\frac{X_{3(22)}}{T_{d2}^1} - \frac{K_{3(22)}K_{4(22)}}{T_{d2}^1} X_{2(22)} + \frac{K_{3(22)}X_{4(22)}}{T_{d2}^1} - \frac{K_{3(22)}K_{4(21)}}{T_{d2}^1} X_{2(11)} - \frac{K_{3(22)}}{K_{3(21)}T_{d2}^1} X_{3(11)}$$

$$\dot{X}_{4(22)} = -\frac{1}{T_{E2}} X_{4(22)} - \frac{K_{E2}K_{5(22)}}{T_{E2}} X_{2(22)} - \frac{K_{E2}K_{5(21)}}{T_{E2}} X_{2(11)} - \frac{K_{E2}K_{6(21)}}{T_{E2}} X_{3(11)} - \frac{K_{E2}K_{6(22)}}{T_{E2}} X_{3(22)} - \frac{K_{E2}}{T_{E2}} u_{e2}$$

As equações de estado das alíneas "a" e "b", descrevem um sistema linear da forma

$$\dot{X} = AX + Bu,$$

onde a matriz A é mostrada a seguir.

$$A = \begin{bmatrix} \frac{-D_1}{M_1} & \frac{-K_{1(11)}}{M_1} & \frac{-K_{2(11)}}{M_1} & 0 & 0 & \frac{-K_{1(12)}}{M_1} & \frac{-K_{2(12)}}{M_1} & 0 \\ w_0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_{3(11)}K_{4(11)}}{T_{d1}^1} & \frac{1}{T_{d1}^1} & \frac{K_{3(11)}}{T_{d1}^1} & 0 & \frac{-K_{3(11)}K_{4(12)}}{T_{d1}^1} & \frac{-K_{3(11)}}{T_{d1}^1} & 0 \\ 0 & \frac{-K_{E1}K_{5(11)}}{T_{E1}} & \frac{-K_{E1}K_{6(11)}}{T_{E1}} & \frac{-1}{T_{E1}} & 0 & \frac{-K_{E1}K_{5(12)}}{T_{E1}} & \frac{-K_{E1}K_{6(12)}}{T_{E1}} & 0 \\ 0 & \frac{-K_{1(21)}}{M_2} & \frac{-K_{2(21)}}{M_2} & 0 & \frac{-D_2}{M_2} & \frac{-K_{1(22)}}{M_2} & \frac{-K_{2(22)}}{M_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & w_0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{K_{3(22)}K_{4(21)}}{T_{d2}^1} & \frac{K_{3(22)}}{K_{3(21)}T_{d2}^1} & 0 & 0 & \frac{-K_{3(22)}K_{4(22)}}{T_{d2}^1} & \frac{-1}{T_{d2}^1} & \frac{K_{3(22)}}{T_{d2}^1} \\ 0 & \frac{-K_{E2}K_{5(21)}}{T_{E2}} & \frac{-K_{E2}K_{6(21)}}{T_{E2}} & 0 & 0 & \frac{-K_{E2}K_{5(22)}}{T_{E2}} & \frac{-K_{E2}K_{6(22)}}{T_{E2}} & \frac{-1}{T_{E2}} \end{bmatrix}$$

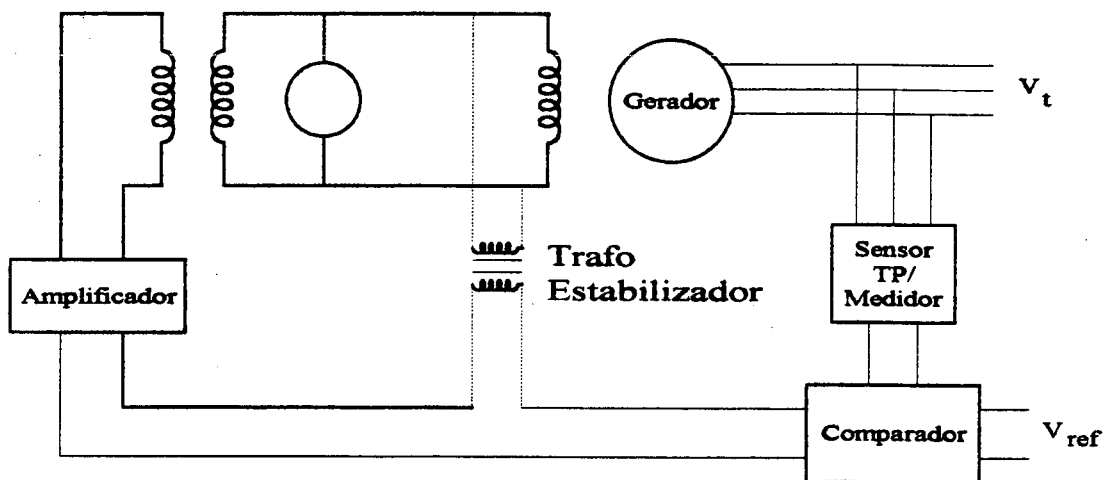
APÊNDICE - D

Modelos de Sistemas de Excitação [58, 70, 73].

D.1- Diagrama de Blocos dos Componentes de um Sistema de Excitação.

Os sistemas de excitação típicos, dispõem basicamente da medição da tensão terminal da máquina, que após ser filtrada e retificada é comparada com uma referência. O erro obtido é somado em malha com o sinal de realimentação estabilizador, ampliado e injetado no campo da excitatriz.

Consideremos portanto, o sistema representado na figura D.1 abaixo:

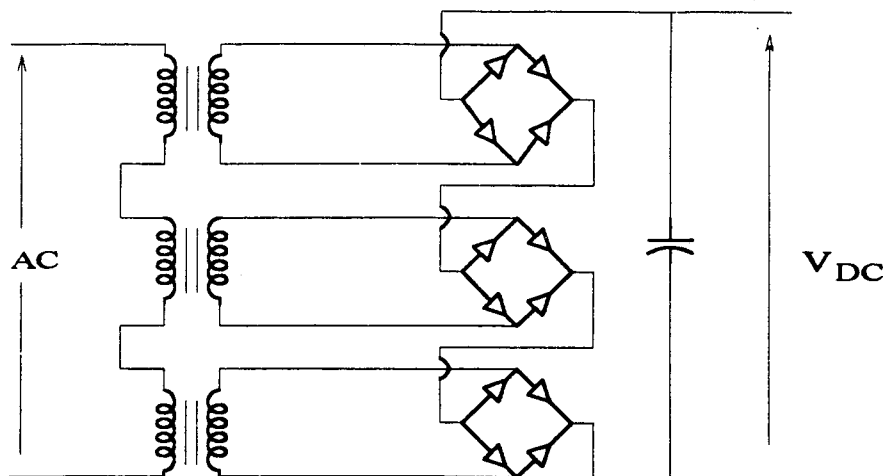


Representação do Sistema de Excitação

Figura - D.1

I- Sistema de Retificação e Filtragem.

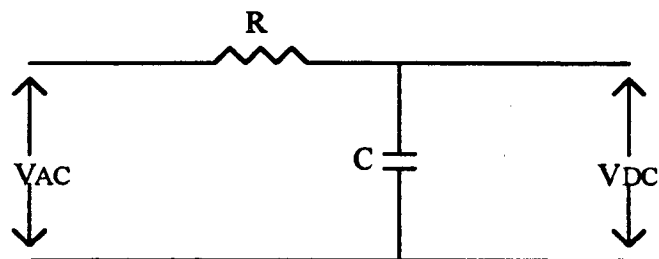
A tensão terminal do gerador é fornecida na entrada de transformadores de potencial, sendo filtrada e retificada pelo sistema representado na figura D.2 a seguir.



Sistema de Retificação e Filtragem

Figura - D.2

O sistema mostrado anteriormente, pode ser representado por um circuito RC .



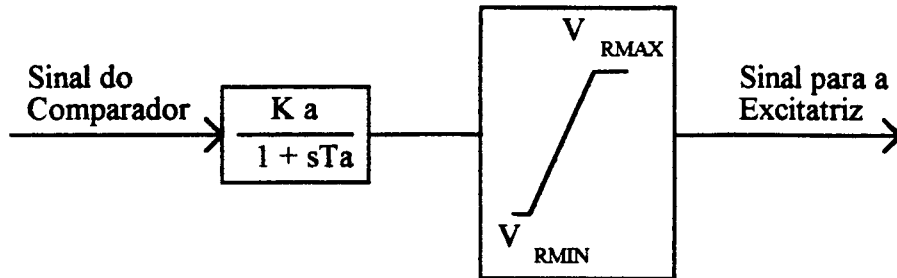
$$\frac{V_{DC}}{V_{AC}} = \frac{\frac{1}{sC}}{R + \frac{1}{sC}} = \frac{1}{1 + sRC}$$

A resistência R representa toda a perda envolvida no processo e a capacitância C representa a filtragem do sinal após a retificação.

A parcela RC pode ser representada por Tr (constante de tempo de medição, retificação e filtragem). O valor de Tr é muito pequeno, sendo da ordem de 50 a 100 milisegundos.

II - Amplificador.

O amplificador é basicamente caracterizado por um ganho K_a ajustável e uma constante de tempo T_a que representa o retardo total do sinal nos estágios de pré-amplificação e de amplificação. A tensão de saída é limitada pela saturação.



Amplificador
Figura - D.3

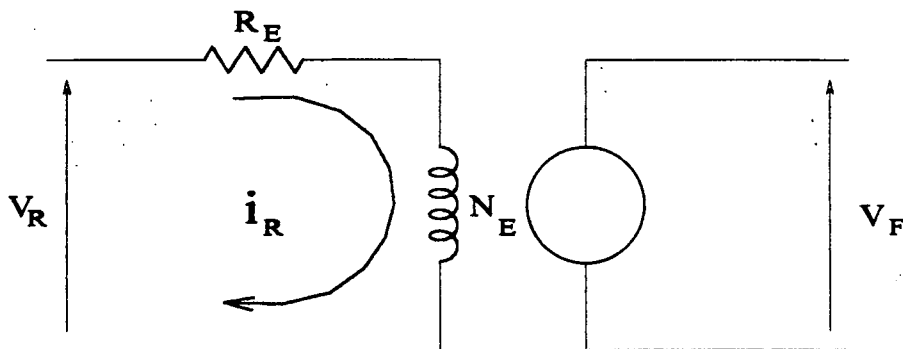
O ganho K_a nos sistemas de excitação rotativos, está normalmente na faixa de 20 pu/pu a 100 pu/pu. Nos sistemas de excitação estáticos seus valores são geralmente na faixa de 100 pu/pu a 400 pu/pu.

Os valores de V_{RMAX} e V_{RMIN} são função da solicitação máxima a que pode estar sujeito o gerador e normalmente estão na faixa de -2,0 pu a 2,0 pu, podendo porém assumir valores superiores, inferiores e até assimétricos.

III- Excitatriz.

A excitatriz é representada por um bloco que relaciona a sua tensão de saída (tensão que será aplicada ao campo do gerador), com a tensão aplicada ao campo da mesma.

A relação entre a corrente no campo da excitatriz e a sua tensão de saída, tem característica não linear em função do efeito da saturação. Esse efeito é representado no modelo introduzindo-se uma não-linearidade que é função da saturação $SE = f(E_{fd})$.



Excitatriz
Figura - D.4

No circuito de campo:

$$V_R = R_E \cdot i_R + \frac{d\lambda_E}{dt} \quad \text{onde} \quad \lambda = N_E \cdot \phi_e \quad (1)$$

$$\phi_e = \phi_m + \phi_d$$

O fluxo no campo é igual ao fluxo mútuo (ϕ_m) mais o fluxo disperso (ϕ_d).
O fluxo disperso é proporcional ao fluxo concatenado, assim:

$$\phi_d = C \phi_m$$

$$\phi_e = \phi_m + C \phi_m = (1 + C) \phi_m$$

Na armadura, a tensão induzida é proporcional ao fluxo mútuo. Portanto,

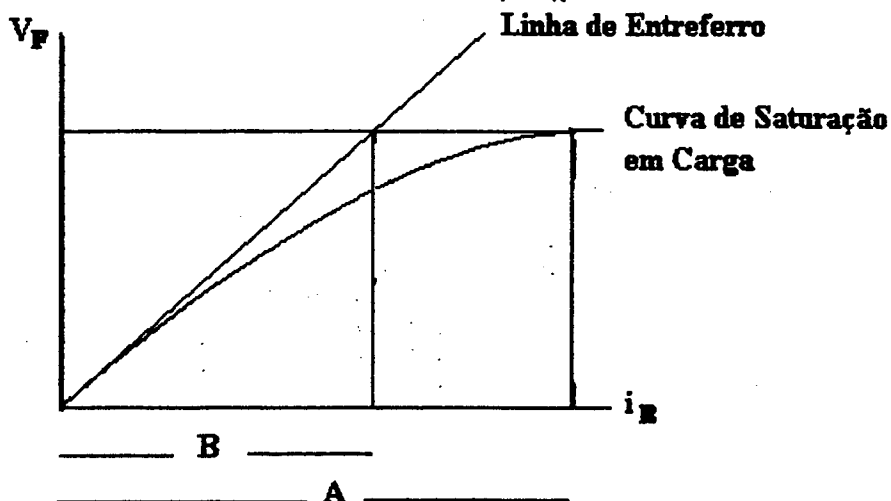
$$V_F = K_1 \cdot \phi_m \quad \rightarrow \quad \phi_m = \frac{V_F}{K_1}$$

Substituindo na equação (1):

$$\lambda_E = N_E (1 + C) \phi_m = N_E (1 + C) \frac{V_F}{K_1}$$

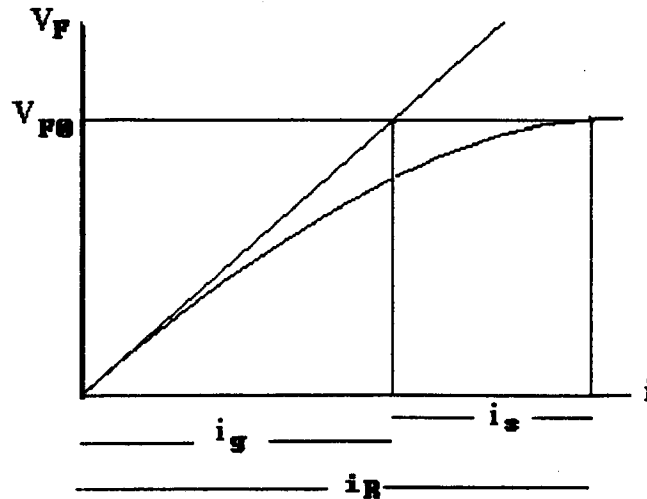
$$V_R = R_E \cdot i_R + \frac{N_E (1 + C)}{K_1} \frac{dV_F}{dt} \quad (2)$$

No entanto, devido a não linearidade entre V_F e i_R :



$$S_E = f(V_F) = \frac{A - B}{B}$$

Para reproduzir um dado V_F , na verdade, precisamos de uma corrente maior do que aquela necessária caso a relação obedecesse a linha de entreferro.



Assim, para produzir uma dada tensão V_F , é necessário uma corrente $i_R = i_g + i_s$ onde:

i_g : corrente que produziria V_{F0} , caso não houvesse saturação;

i_s : parcela adicional de corrente que é necessária devido à saturação.

Com relação a i_g , $V_F = K_3 i_g$ onde K_3 é proporcional à inclinação da linha de entreferro.

A corrente i_s é função de V_F . Quanto maior V_F , maior será i_s , porém essa relação é não linear. Assim, podemos escrever:

$$i_R = i_g + i_s = \frac{V_F}{K_3} + f(V_F) \quad (3)$$

Substituindo (3) em (2) vem:

$$V_R = R_E \cdot \frac{V_F}{K_3} + R_E \cdot f(V_F) + \frac{N E (1 + C)}{K_1} \frac{dV_F}{dt}$$

Considerando agora :

$$K_E = \frac{R_E}{K_3} \quad e \quad T_E = \frac{N E (1 + C)}{K_1}$$

$$T_E \frac{dV_F}{dt} = V_R - K_E \cdot V_F - R_E \cdot f(V_F)$$

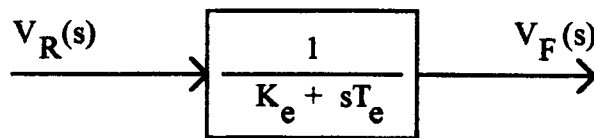
Se desprezarmos numa primeira aproximação a não linearidade do modelo, teremos:

$$V_R = T_E \frac{dV_F}{dt} + K_E \cdot V_F$$

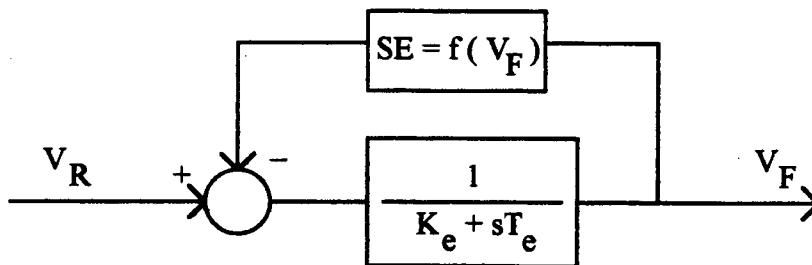
Aplicando agora Laplace, vem:

$$V_R(s) = (s T_E + K_E) \cdot V_F(s)$$

$$V_F(s) = \frac{1}{K_E + s T_E} \cdot V_R(s)$$

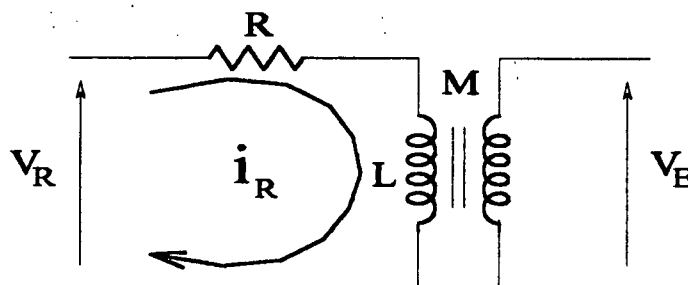


Para introduzir a não-linearidade, basta reduzir V_R de uma função de V_F . Obtemos assim, a representação abaixo:



IV- Realimentação Estabilizadora.

A realimentação é feita a partir da obtenção do sinal da tensão de saída da excitatriz, via um transformador.

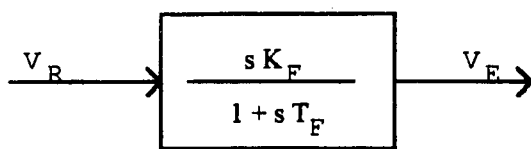


$$V_R = R \cdot i_R + L \frac{d i_R}{dt} \quad \rightarrow \quad V_R = (R + sL) i_R$$

$$V_E = M \frac{d i_R}{dt} \quad \rightarrow \quad V_E = s M i$$

Fazendo $K_F = \frac{M}{R}$ e $T_F = \frac{L}{R}$ vem : $V_E = \frac{s K_F}{1 + s T_F} V_R$

e modelando temos,



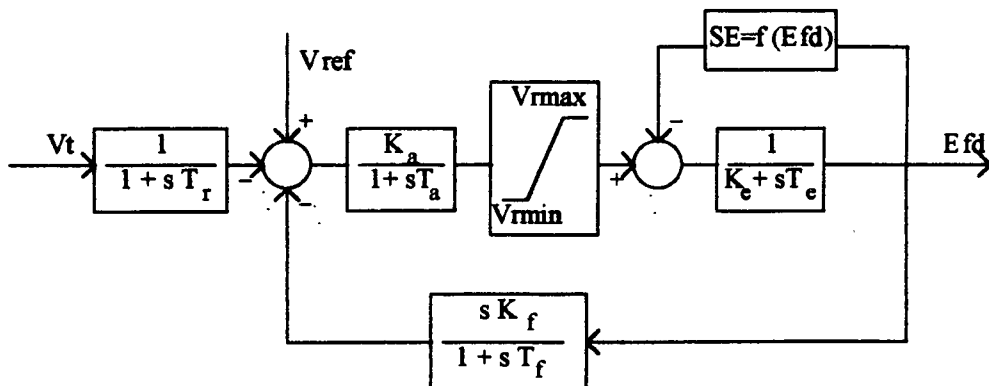
D.2- Modelos de Sistemas de Excitação Definidos pelo *IEEE*.

1- Sistema de Excitação Tipo 1.

Grande parte dos sistemas de excitação mais antigos, sistemas de ação contínua e excitatriz rotativa, se enquadram neste modelo.

Observa-se que o modelo propõe uma representação simples da dinâmica do transdutor da tensão terminal, constituída por uma única constante de tempo (T_r). Verifica-se ainda que o modelo considera uma indicação de limitação da variável de saída (V_r) do bloco referente ao regulador de tensão. Esta limitação é em geral do tipo interno, ou seja, a saída do regulador deixa o limite tão logo o sinal de erro mude de sinal.

O modelo (Fig. D.5) considera também um laço de realimentação interna, do tipo taquimétrico, que permite ajustar o ganho transitório do regulador..



Modelo *IEEE* Tipo 1

Figura - D.5

2- Sistema de Excitação Tipo 2.

Esse modelo é uma variação do *Tipo 1*, sendo aplicado a sistemas de excitação com excitatrizes rotativas de corrente alternada. Tendo em vista a necessidade de buscar um modelo para o alternador, pode-se aqui aproveitar numa primeira aproximação os resultados obtidos para o caso de excitatrizes de corrente contínua. Assim, pode-se adotar:

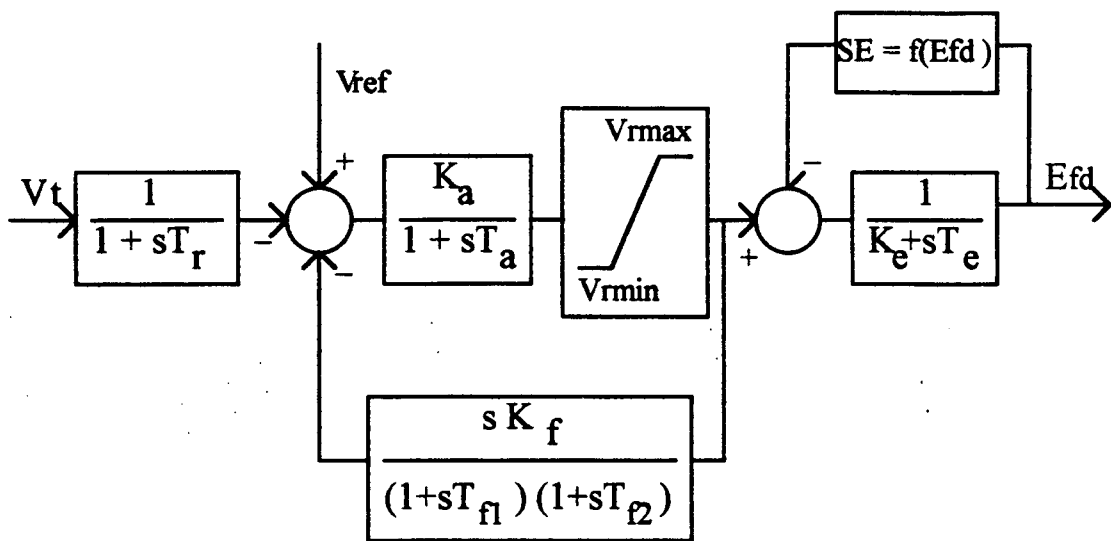
$$K_e = 1 ; \quad T_e = T'_{d0}$$

É usual neste caso, substituir a realimentação da tensão de saída da excitatriz (V_e) pela realimentação de corrente no campo da excitatriz (i_r). Como no modelo estabelecido para a excitatriz não aparece explicitamente esta variável, costuma-se representar no modelo, uma realimentação da tensão no campo da excitatriz (V_r), admitindo que entre (V_r) e (i_r) exista a relação descrita abaixo:

$$\frac{i_r}{V_r}(s) \cong \frac{1}{1 + sT_{F2}}$$

onde, $T_{F2} = 0,5 T'_{d0}$

Esta é de certa forma, uma primeira tentativa para levar em conta a variação da constante de tempo do campo com a corrente de armadura. Chega-se assim a um diagrama de blocos conforme indicado na Fig. D.6 a seguir:



Modelo *IEEE* Tipo 2

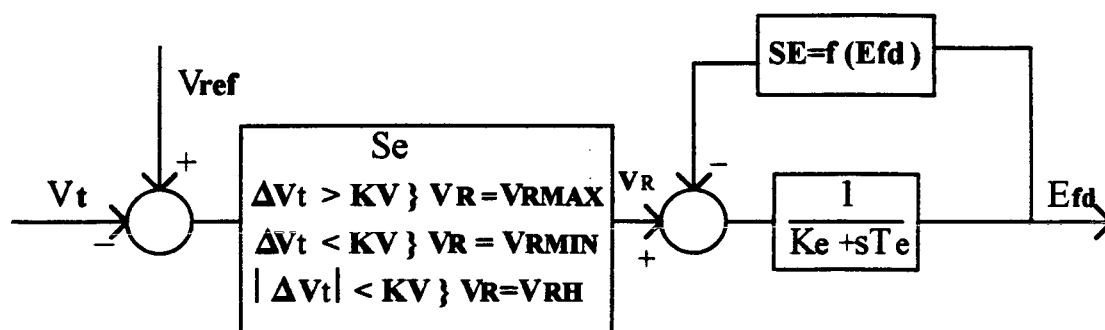
Figura - D.6

3- Sistema de Excitação Tipo 4.

Este modelo (Fig. D.7) é utilizado para representar sistemas de excitação não contínuos, particularmente aqueles modelos mais antigos que antecederam o surgimento dos primeiros reguladores contínuos.

Os dois exemplos clássicos que se enquadram nesse tipo são o *GF₄* da General Eletric e o *BJ 30* da Westinghouse.

A atuação desse tipo de sistema depende do valor do sinal de erro gerado. Para pequenos erros o ajuste é feito com um reostato motorizado. Para erros maiores ocorre a inserção ou retirada rápida de resistores para a aplicação de um sinal forte à excitatriz.



Modelo *IEEE* Tipo 4

Figura - D.7

Obs.: - V_{RH} limitado entre V_{RMIN} e V_{RMAX} .

- kV típico : 5%.

- Se ΔV_t é grande ($\geq KV$ ou $\leq -KV$) é acionado o contato de variação rápida

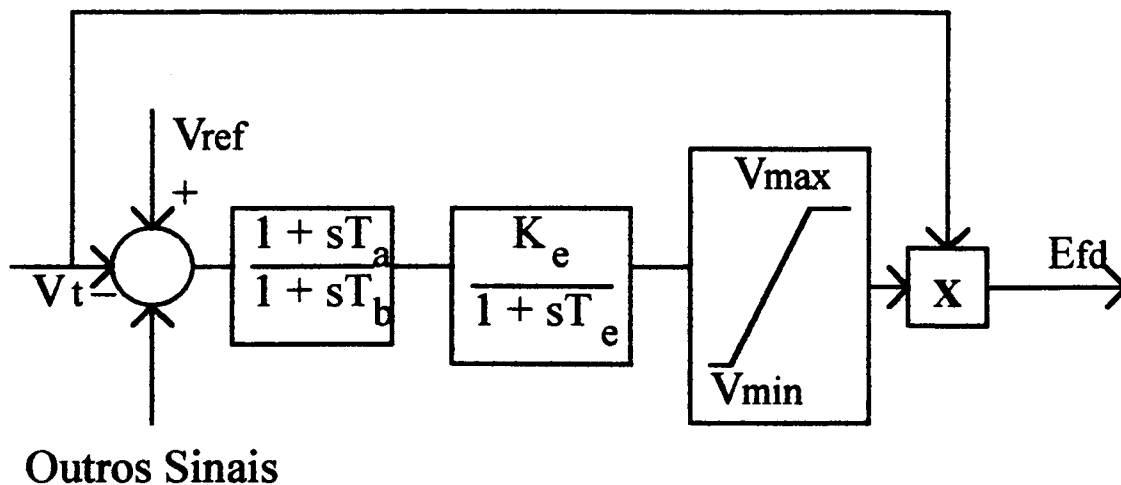
- Se ΔV_t é pequeno ($|\Delta V_t| < KV$) então a entrada da excitatriz é ajustada ao reostato V_{RH} . Sendo ajustado para baixo ou para cima com uma constante de tempo T_{RH} .

4- Modelo Para Sistema de Excitação Estático.

Os sistemas de excitação estáticos, utilizam pontes retificadoras tiristorizadas de alta potência para alimentar o campo do gerador. Estas pontes têm seu ângulo de disparo controlado de maneira a fornecer a tensão adequada ao campo do gerador.

A principal vantagem do sistema de excitação estático em relação a seus predecessores, é a velocidade de resposta e facilidade de manutenção.

Pode-se utilizar o modelo *tipo 1 do IEEE* para representar grande parte dos sistemas estáticos. No entanto a empresa *PTI* americana fornece um modelo mais adequado para a representação dos sistemas estáticos, o qual mostramos na Fig. D.8 a seguir.



Sistema de Excitação Estático

Figura - D.8

APÊNDICE - E

SIMBOLOGIA

- A_g : Constante referente à representação exponencial da saturação da máquina síncrona.
- B_g : Constante referente à representação exponencial da saturação da máquina síncrona.
- D : Constante de amortecimento.
- E_0 : Tensão da barra de referência.
- E_∞ : Tensão da barra infinita.
- E_{fd} : Tensão aplicada ao campo da máquina síncrona.
- E_q : Tensão atrás da reatância síncrona do eixo em quadratura.
- E'_q : Componente do eixo em quadratura da tensão atrás da reatância transitória.
- E'' : Tensão atrás da reatância subtransitória.
- E''_q : Componente do eixo em quadratura da tensão atrás da reatância subtransitória.
- f : Frequência.
- H : Constante de inércia da máquina síncrona.
- I_t : Corrente terminal.
- i_d : Componente do eixo direto da corrente terminal.
- i_q : Componente do eixo em quadratura da corrente terminal.
- K : Ganho ajustável do estabilizador de sistemas de potência.
- K_s : Coeficiente de potência sincronizante.
- K_d : Coeficiente de amortecimento.
- K_E : Ganho estático da excitatriz rotativa.

- M** : Constante de inércia da máquina síncrona ($M = 2H$).
- P** : Potência elétrica.
- P_m** : Potência mecânica.
- P_{ac}** : Potência acelerante ou de aceleração.
- Q** : Potência reativa.
- s** : Operador de Laplace.
- T_E** : Constante de tempo da excitatriz rotativa.
- T_e** : Torque elétrico.
- T_m** : Torque mecânico.
- T_s** : Torque de sincronismo.
- T_d** : Torque de amortecimento.
- T'_{d0}** : Constante de tempo transitória do eixo direto em circuito aberto.
- T''_{d0}** : Constante de tempo subtransitória do eixo direto em circuito aberto.
- T''_{q0}** : Constante de tempo subtransitória do eixo em quadratura em circuito aberto.
- V_{Ref}** : Tensão de referência do regulador de tensão.
- V_t** : Tensão terminal da máquina síncrona.
- X_e** : Reatância equivalente do sistema elétrico externo.
- X_d** : Reatância síncrona do eixo direto.
- X'_d** : Reatância transitória do eixo direto.
- X''_d** : Reatância subtransitória do eixo direto.

- X_l : Reatância de dispersão do estator.
- X_q : Reatância síncrona do eixo em quadratura.
- X'_q : Reatância transitória do eixo em quadratura.
- ω : Velocidade angular.
- w_c : Frequência de corte.
- w_n : Frequência natural não amortecida.
- w_d : Frequência de amortecimento.
- δ : Ângulo de torque, ou ângulo do rotor.
- φ'' : Enlace de fluxo subtransitório do rotor .
- φ''_d : Enlace de fluxo subtransitório do rotor no eixo direto.
- φ''_q : Enlace de fluxo subtransitório do rotor no eixo em quadratura.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] F. P. de Mello and C. Concordia. "Concepts of Synchronous Machine Stability as Affected by Excitation Control". *IEE T-PAS*, 88(4):316-327, April 1969.
- [2] F. P. de Mello, P. J. Nolan, T. F. Laskowski and J. M. Undrill. "Coordinated Application of Stabilizers in Multimachine Power Systems". *IEE T-PAS*, 99(3):892-901, May/June 1980.
- [3] E. V. Larsen and D. A. Swann. "Applying Power System Stabilizers - Parts 1/3". *IEEE T-PAS*, 100:3017-3046, June 1981.
- [4] F. P. de Mello, L. N. Hannett and J. M. Undrill. "Practical Approaches to Supplementary Stabilizing from Accelerating Power". *IEEE T-PAS*, 97(5):1515-1522, Sept/Oct 1978.
- [5] J. M. Soares, F. F. Figueiredo, P. M. P. de Paiva e F. H. Pons. "Sinais adicionais em Geradores Acionados Por Turbinas Francis: Testes de Campo e Simulação". 3^o CBA, Rio de Janeiro-BR, 1980.
- [6] J. M. Soares, F. F. Figueiredo, P. M. P. de Paiva e F. H. Pons. "Aplicação de Sinais Adicionais Estabilizadores em Usinas Hidrelétricas: Testes de Campo, Problemas Práticos e Simulações". VI SNPTEE, G. IV-GSP, Santa Catarina-BR, 1981.
- [7] N. Zeni Jr. e L. T. O. da Luz. "Modificações Introduzidas no Estabilizador de Sistema de Potência da Usina Hidrelétrica de Itaúba". VII SNPTEE, SG. I/II-SGM, Brasília-BR, 1984.
- [8] J. M. Soares and N. Zeni Jr.. "Power System Stabilizers for Hydrogenerators: Analysis, Comparison and Field Implementation". IFAC - EES, Rio de Janeiro-BR, 1985.
- [9] D. C. Lee, R. E. Beaulieu e J. R. R. Service. "A Power System Stabilizer Using Speed and Electrical Power Inputs - Design and Field Experience". *IEEE T-PAS*, 100(9), Sept 1981.
- [10] J. M. Soares, F. Reichert e C. A. M. Neto, "Comparação Entre Diferentes Sinais Adicionais Estabilizadores Para Hidrogeradores: Testes de Campo e Simulação". 5^o CBA, Campina Grande-BR, 1984.
- [11] A. D. Gerhart, T. Hillesland Jr.. "Power System Stabilizer: Field Testing and Digital Simulation". *IEEE-PES Winter Power Meeting*, NY-US, Jan/Feb 1971.
- [12] F. R. Schleif, H. D. Hunkins, G. E. Martin and E. E. Hattan. "Excitation control to Improve Powerline Stability". *IEEE T-PAS*, 87(6), June 1968.
- [13] R. J. Fleming, M. A. Mohan and K. Parvatisam. "Selection of Parameters of Stabilizers in Multimachine Power Systems". *IEEE T-PAS*, 100(5), May 1981.

- [14] C. Concordia. "Steady-State Stability of Synchronous Machines as Affected by Voltage Regulator Characteristics". *IEEE T-PAS*, 63, May 1944.
- [15] H. M. Valgas, J. M. Soares e P. M. P. Paiva. "A Experiência da CEMIG com a Operação e Ajustes de Sinais Estabilizadores Adicionais de Potência - Simulação e Testes de Campo". *II CPEO*, Ceará-BR, 1990.
- [16] P. Kundur. "Development and Application of Power System Stabilizers at Ontario Hydro". *I SEPOPE*, Rio de Janeiro-BR, 1987.
- [17] F. P. de Mello, H. K. Clark and L. N. Hannett. "Dynamic Aspects of Excitation systems and Power System Stabilizers". *I SEPOPE*, Rio de Janeiro-BR, 1987.
- [18] S. E. M. de Oliveira and H. M. Valgas. "Low Frequency Eletromechanical Oscillation Damping Sensitivity in the Brazilian Interconnected System". *I SEPOPE*, Rio de Janeiro-BR, 1987.
- [19] A. J. A. Simões Costa, N. Zeni Jr.. "Power System Stabilizers for Hydroelectric Plants: Modeling Considerations and Aspects Related to Signal Derivation and Synthesis". *I SEPOPE*, Rio de Janeiro-BR, 1987.
- [20] V. Arcidiacono, E. Ferrari and F. Saccomanno. "Studies on Damping of Electromechanical Oscillations in Multimachine Systems with Longitudinal Structure". *IEEE T-PAS*, 95(2), March/April 1976.
- [21] C. D. Vournas and R. J. Fleming. "Generalization of the Heffron-Phillips Model of a Synchronous Generator". *IEEE-PES Summer Meeting*, CA-US, July 1978.
- [22] Y. N. Yu. "Electric Power System Dynamics", 1^a ed., 1983.
- [23] P. M. Anderson and A. A. Fouad. "Power System Control and Stability". The Iowa State University Press, 1977.
- [24] C. T. Chen. "Linear System Theory and Design". Hold, Rinehart and Winston, USA, 1984.
- [25] H. A. M. Moussa and Y. N. Yu. "Dynamic Interaction of Multi-machine Power System and Excitation Control". *IEEE-PES Winter Meeting*, NY-US, Feb 1974.
- [26] K. Ogata. "Engenharia de Controle Moderno". Prentice/Hall do Brasil, 1982.
- [27] B. C. Kuo. "Sistemas de Controle Automático". Prentice/Hall do Brasil, 1982.
- [28] J. J. D'Azzo e C. H. Houpis. "Análise e Projeto de Sistemas de Controle Lineares". Editora Guanabara S.A., 1984.

- [29] F. C. G. Mattos. "Ajuste de Reguladore de Tensão e Sinais Estabilizadores de Sistema de Potência. Tese de Mestrado, Florianópolis, 1984.
- [30] N. Zeni Jr.. "Controle da Excitação de Geradores de Usinas Hidrelétricas: Identificação, Ajustes e Ensaio de Campo". Tese de Mestrado, Florianópolis, 1987.
- [31] J. M. Soares. "Identificação Experimental, Simulação e Ajuste de reguladores de Velocidade de Usinas Hidrelétricas com Verificação em Testes de Campo". Tese de Mestrado, Santa Maria, 1982.
- [32] L. Wozniak and G. H. Fett. "Conduit Representation in Closed Loop Simulation of Hydroelectric Systems". *Trans. ASME-Journal*, Sept 1972.
- [33] P. Blair and L. Wozniak. "Non-linear Simulation of Hydraulic Turbion Governor Systems. Water Power & Dam Construction, Sept 1976. *AIEE Winter General Meeting*, NY-US, Jan/ Feb 1962.
- [34] F. R. Schleif and A. B. Wilbor. "The Coordination of Hydraulic Turbine Governors for Power System Operation". *IEEE T-PAS*, 85(7), July 1966.
- [35] P. Campmas. "Stabilité du Régime de Fonctionnement des Turbines Francis". *Symposium de Nice*, septembre 1960.
- [36] J. B. Codrington, L. Pereira and H. T. Falvey. "Computer Representation of Electrical System Interaction With a Hydraulic Turbine and Penstock". *IEEE T-PAS*, 101(8), August 1982.
- [37] C. D. Vourmas and A. Zaharakis. "Hidro Turbine Transfer Functions With Hydraulic Coupling". *IEEE-PES Summer Meeting*, WA-US, 1992.
- [38] R. H. Park. "Fast Turbine Valving". *IEEE / ASME Power Generation Conference*, Mass-US, Sept 1972.
- [39] J. M. C. Soares e F. F. Figueiredo. "Ressonância de Pressão em Conduitos Forçados de Usinas Hidrelétricas". *VI SNPTEE G.1-GPH*, Santa Catarina-BR, 1981.
- [40] P. Dériaz. "Contribution à L'étude de L'écoulement dans les Aspirateurs des Turbines Francis". *Symposium de Nice*, 1960.
- [41] N. Kazan. "Étude l'écoulement à la sortie d'unroue Francis". *Boullletin Technique de la Suisse Romande* 88, 1962.
- [42] W. Rheingains. "Power Swings in Hydroelectric Power Plants". *Trans. ASME*, NY-US, 1940.

- [43] P. Ulith, E. U. Jaeger and M. Strscheletzky. "Contribution to Clarifying the Inception of Nonstationary Flow Phenomena in the Draft Tube of High Specific Speed Francis Turbines Operating at Part Load".
- [44] Y. Hosoi. "Experimental Investigations of Pressure Surge in Draft Tubes of Francis Water Turbines". *Hitachi Review*, Tokio, Nov 1965.
- [45] P. Ulith. "A Contribution to Influencing the Part Load Behavior of Francis Turbines by Aeration and Value". *IAHR Symposium*, Lausanne, 1968.
- [46] G. Mollenkopf and J. Raabe. "Measurements of Fluctuations of Velocity and Pressure in the Draft Tube of a Francis Turbine". *IAHR Symposium*, Stockholm, 1970.
- [47] Y. Hosoi. "Characteristics of Pressure Surge due to Whirling Water from Exit of Water Turbine Runner". *Bulletin of the JSME*, Tokio, 1973.
- [48] M. N. Khan. "Preventing Cavitation in Francis Runners". *Water Power & Dam Construction*, Aug 1987.
- [49] R. K. Fisher Jr. and P. Ulith. "Comparison of Draft Tube Surging of Homologous Scale Models and Prototype Francis Turbines". *Voith Research and Construction*, vol.28, pp. 7, 1982.
- [50] J. Tadel and D. Maria. "Analysis of Dynamic Behaviour of a Hydroelectric Installation With a Francis Turbine". *5^a International Conference on Pressure Surges*, Hannover, F. R. Germany, Sept 1986.
- [51] P. Dörfler. "Modèle Mathématique des Oscillations Excitées à Charge Partielle par la Torche de Cavitation dans les Turbines Francis". *Bulletin Escher WYSS*, 1 / 2 1980.
- [52] G. Heskestad and D.R. Olberts. "Influence of Trailing-Edge Geometry on Hydraulic Turbine Blade Vibration Resulting from Vortex Excitation". *Trans. ASME, Journal of Engineering for Power*, April 1960.
- [53] W. Pawlikewich and J. P. Sinclair. "The Trend to Zero Cavitation in Hydraulic Turbine Operation". *Water Power & Dam Construction*, Jan 1978.
- [54] R. K. Fisher and D. R. Webb. "Effect of Cavitation on the Discontinuity Point and on Alternating Pressures and Gate Torques on a Pump/Turbine Model in the Pump Cycle". *Joint Symposium on Design and Operation of Fluid Machinery, ASCE-IAHR/AIHR-ASM*, June 1978.
- [55] J. P. Tullis. "Intercâmbio Internacional Sobre Transientes Hidráulicos & Cavitação".
- [56] F. M. Callier and C. A. Desoer. "Multivariable Feedback Systems". Dowden & Culver 1982.

- [57] R. V. Patel and N. Munro. "Multivariable System Theory and Design". Pergamon Press 1982.
- [58] GCOI/SCEL/GTAS-S. "Otimização dos Principais Controladores do Sistema Interligado". 32/86 - Novembro/86.
- [59] GCOI/SCEL. "Banco de Dados de Máquinas Para Estudos de Estabilidade".
- [60] GCOI/SCEL /GTEE, "Programa Newfault - Manual do Usuário", 1986.
- [61] O. I. Elgerd. "Introdução à Teoria de Sistemas de Energia Elétrica". Mc Graw Hill 1977.
- [62] L. T. da Luz, J. M. Soares, A. Bruciapaglia e N. Zeni Jr.. "Ambiente Computacional para Estudos de Sistemas de Controle: Aplicação em Síntese e Projeto de Estabilizadores de Sistema de Potência". *XI SNPTEE, G.X-GOP*, Rio de Janeiro-BR, 1991.
- [63] GCOI/SCEL /GTEE. "Programa Newequiv - Manual do Usuário", 1986.
- [64] GCOI/SCEL /GTEE. "Programa Bigpowermod - Manual do Usuário", 1986.
- [65] GCOI/SCEL /GTEE. "Programa Transdir - Manual do Usuário", 1986.
- [66] N. Zeni Jr., V. E. S. Moraes. "Projeto e Implantação de Estabilizadores de Sistema de Potência Derivado de Aceleração na Usina de Itaúba". *III SEPOPE, SP-7*, Belo Horizonte BR, 1992.
- [67] GCOI/SCEL-SUL/GTAS. "Teste do Regulador de Velocidade da Usina Hidrelétrica de Salto Osório". 10/79.
- [68] K. E. Bolinger, L. D. Nettleton and J. H. Gurney. "Reducing the Effect of Penstock Pressure Pulsations on Hydroelectric Plant Power System Stabilizer Signals". *IEEE-PES Winter Meeting, Columbus 1993*.
- [69] P. M. V. Martins, J. B. Z. Salgueiro, A. A. S. Praça, C. A. Gama e J. L. A. Jardim. "Definição dos Ajustes e Implementação do Sinal Estabilizante dos Reguladores de Tensão das Usinas de Água Vermelha e Itumbiara". *I Encontro Brasileiro-Argentino Sobre Estabilidade de sistema de Potência*, pp-14, 1985.
- [70] S. E. M de Oliveira, R. Berer, N. Nascimento. "Curso de Critérios de Ajustes de Reguladores de Tensão e Velocidade". *CEPUERJ*, Rio de Janeiro-BR, 1982.
- [71] M. A. V. Soares e R. S. da Silveira. "Operação de Turbinas Hidráulicas Francis em Diversas Condições de Carga". *V SNPTEE*, Recife-BR, 1979.

- [72] H. E. Peña. "Controle Descentralizado Ótimo para Projeto e Coordenação de Sinais Estabilizadores de Sistema de Potência. Tese D. Sc. - UFSC, Agosto 1992.
- [73] A. J. A. Simões Costa. "Curso Avançado em Controle de Sistemas Elétricos". UFSC, Florianópolis-BR, 1989.
- [74] W. Watson and G. Manchur. "Experience with Supplementaring Damping Signals for Generator Stabillite Excitation Systems". *IEEE T-Pas*, Jan/Feb 1973.
- [75] IEEE Committee Report. "Computer Representation of Excitation Systems - *IEEE T-Pas*, Jun 1968.
- [76] E. J. Davison. "The Output Control of Linear Time-Invariant Multivariable Systems with Unmeasurable Arbitrary Disturbances. *Nacional Research Council of Canada*.
- [77] A. C. Del Nero Gomes. "Estudos Adicionais Sobre a Equação $G(s)X(s)=H(s)$ ". 8^o CBA-UFPA - Belém-BR.
- [78] M. V. Rizzo e A. C. Del Nero Gomes. "Problema de Rejeição de Distúrbios Generalizado - PRDG (Sistemas Centralizados). 7^o CBA - ITA. S.J. dos Campos-BR.
- [79] M. V. Rizzo e R. J. Dias. "Rejeição de Distúrbios em Sistemas Lineares Parcialmente Dinâmicos e Invariantes no Tempo". 8^o CBA - UFPA, Belém-BR.