

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA



INSTITUTO DE SISTEMAS ELÉTRICOS E ENERGIA

ISEE

**MODELAGEM E ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA FAST
VALVING NA ESTABILIDADE
TRANSITÓRIA DE SISTEMAS ELÉTRICOS DE POTÊNCIA**

FERNANDO BUZZULINI PRIOSTE

ITAJUBÁ, ABRIL DE 2005.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ

PROGRAMA DE PÓS GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

**MODELAGEM E ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA FAST VALVING NA
ESTABILIDADE TRANSITÓRIA DE SISTEMAS ELÉTRICOS DE
POTÊNCIA**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Itajubá como parte dos requisitos para a obtenção do grau de Mestre em Ciências em Engenharia Elétrica.

Área de Concentração:
Sistemas Elétricos de Potência

Orientadores:
Pedro Paulo de Carvalho Mendes
Cláudio Ferreira

Fernando Buzzulini Prioste

Itajubá, Abril de 2005.

AGRADECIMENTOS

*À Toda Minha Família, Especialmente Meus Pais e Irmãs,
Por Todo Apoio e Compreensão,
À Meus Professores, Que Colaboraram Para Minha Formação,
e aos Meus Amigos.*

RESUMO

A estabilidade transitória de sistemas de potência pode ser incrementada com o uso da Fast Valving (FV) em turbinas a vapor.

O controle da *Fast Valving* (FV) das turbinas a vapor tem atraído mais e mais a atenção no cenário mundial devido aos sistemas elétricos de potência estarem operando cada vez mais perto dos seus limites de estabilidade e devido à dificuldade de se conseguir a expansão do sistema de transmissão. No Brasil isto também ocorre.

O número de usinas termoeletricas no sistema elétrico brasileiro está aumentando, então torna-se necessário utilizar modelos matemáticos mais sofisticados para representá-las. Modelos usados nos estudos de estabilidade estão atingindo um nível sofisticado devido ao tamanho e topologia dos sistemas atuais, exigindo a criação de novos métodos para garantir a estabilidade, prevendo através de simulações o comportamento dinâmico do sistema.

A FV mostra-se eficiente na estabilidade de sistemas de potência, mas uma das maiores dificuldades encontradas é de ainda não se dispor de modelos matemáticos divulgados para a mesma, somente artigos e livros que mencionam o seu modo de atuação, que consiste em uma rápida redução da potência mecânica da turbina quando uma significativa oscilação de potência ocorre. Então o principal propósito desta dissertação é desenvolver modelos matemáticos da FV e analisar o seu comportamento em sistemas elétricos de potência.

A rápida redução de potência mecânica ocorre devido ao rápido fechamento das válvulas de interceptação (IV) ou rápido fechamento das válvulas de controle (CV) em conjunto com as IV. O início desta atuação deve se dar no mais curto intervalo de tempo possível após a detecção de um defeito e então as válvulas devem reabrir total ou parcialmente em um curto período de tempo.

O princípio da FV está diretamente relacionado ao critério de igualdade de áreas: quando uma falta ou rejeição de carga ocorre, a potência elétrica reduz-se rapidamente, para evitar uma possível perda de sincronismo a potência mecânica da turbina a vapor deve ser reduzida através do rápido fechamento de suas válvulas. A rápida redução da potência mecânica aumenta a área de desaceleração e diminui a área de aceleração.

De acordo com o critério de igualdade de áreas, se a área de desaceleração é maior que a área de aceleração, o sistema não perde o sincronismo.

Existem várias filosofias para acionar a FV e a utilização combinada de alguns métodos pode ser considerada uma otimização. Geralmente o acionamento da FV é feito por solenóides especiais sendo que na sala de operação da usina existem chaves que permitem a escolha de habilitar ou não as válvulas.

A vantagem da FV é que com a sua atuação a unidade térmica não precisa ser desconectada do sistema em muitos casos, evitando a necessidade de sua ressincronização e aumentando o tempo crítico de eliminação de faltas, principalmente em sistemas de transmissão fracos.

ABSTRACT

The transient stability of power systems can be enhanced with the use of Fast Valving (FV) in steam turbines.

Fast Valving control has been calling attention around the world due the fact that power systems are operating near their stability limits and due the difficulties in expanding the transmission systems. In Brazil it happens either.

The number of thermoelectric power plants in Brazilian power system is increasing, so it is necessary to use accurate mathematical models to represent them. Mathematical models used in stability studies are reaching a sophisticated level due to power systems size and topology, so it demands the development of new techniques to assure stability, predicting with simulations the behavior of the systems.

Fast Valving is one of the least expensive controls for stability, but one of the biggest difficulties is that there are not mathematical models available for it at the moment, just articles and books that mention how FV actuates, that is, a quick mechanical power reduction of the steam turbine when a large power oscillation happens. So the main purpose of this master dissertation is to develop mathematical models of FV and analyze its behavior in electric power systems.

The fast reduction of mechanical power happens due to the fast closure of the intercept valves (IV) or the fast closure of control and intercept valves together. The actuation must start in the minimum time after the detection, for example, of a fault and then valves must reopen totally or partially in a short period of time.

FV principle is strictly related to the equal area criterion: when a fault or load shedding happens, the electrical power suddenly reduces, to avoid a possible loss of synchronism mechanical power must be reduced with the fast closure of the steam turbine valves. The fast reduction of mechanical power increases the decelerating area, and reduces the accelerating area.

According to the equal area criterion, if the decelerating area is bigger than the accelerating area, the system will not lose synchronism.

There are several philosophies to actuate FV and the combined utilization of some methods is considered an optimization. Usually FV actuation is made by special solenoids and there are keys in the dispatch office that permits to choose whether the valves will be available to actuate or not.

The advantage of FV is that with its actuation the thermal unit does not need to be disconnected of the system in many cases, avoiding resynchronisation and besides FV raises the critical clearing time mainly in weak transmission networks.

ÍNDICE

1	Introdução.....	1
1.1	Motivação.....	1
1.2	Estrutura da Dissertação.....	2
2	Centrais Térmicas.....	5
2.1	Conceitos Básicos da Termodinâmica.....	5
2.1.1	Propriedades da substância pura.....	5
2.1.2	Primeira lei da termodinâmica.....	7
2.1.3	Segunda lei da termodinâmica.....	9
2.1.4	Entropia.....	12
2.2	Fundamentos das Usinas Térmicas a Vapor.....	13
2.3	Descrição dos Componentes.....	23
2.3.1	Componentes do gerador de vapor.....	23
2.3.2	Componentes da turbina.....	26
2.3.3	Sistema do condensado e água de circulação.....	29
2.3.4	Sistemas auxiliares.....	32
3	Dinâmica de Sistemas.....	33
3.1	Definições Básicas.....	33
3.2	Modelagem Matemática em Equações de Estado.....	35
3.3	Conceitos da Transformada de Laplace.....	39
3.3.1	Transformada de Laplace.....	39
3.3.2	Teoremas da transformada de Laplace.....	41
3.3.3	Transformada inversa de Laplace e frações parciais.....	42
3.4	Representação de Modelos Matemáticos de Sistemas.....	42
3.4.1	Função de transferência.....	43
3.4.2	Diagrama de blocos.....	44
3.4.3	Blocos utilizados.....	44
3.4.4	Tempo morto.....	46
4	Turbinas a Vapor e Regulação Primária.....	48
4.1	Modelagem de Elementos de Turbinas a Vapor.....	48
4.1.1	Determinação de constantes dos recipientes de vapor.....	48
4.1.2	Representação dos elementos da turbina a vapor.....	49
4.2	Configurações de Turbinas a Vapor.....	53
4.3	Padronização das Configurações para Turbinas a Vapor.....	55
4.3.1	Configurações Básicas.....	55
4.3.2	Modelo <i>tandem-compound</i> com reaquecimento simples (1.1.1).....	56
4.3.3	Modelo <i>tandem-compound</i> de unidades termonucleares (1.3.3).....	60
4.4	Regulação Primária.....	63
4.5	Reguladores de Velocidade.....	64
4.5.1	Regulador de velocidade isócrono.....	65
4.5.2	Regulador com queda de velocidade.....	66
4.5.3	Regulador de velocidade genérico.....	68
4.6	Equação de Oscilação do Rotor.....	68
4.7	Modelos Completos da Regulação Primária.....	69
5	Fast Valving.....	71

5.1	Conceitos Básicos e Definições da Fast Valving	71
5.2	Atuação da Fast Valving	75
5.3	Novas Propostas para a Fast Valving	79
5.4	Desenvolvimento de Modelos no Simulink	82
5.4.1	Modelo Isolado – Malha PF	82
5.4.2	Modelo Aproximado	83
5.4.3	Modelo Real	91
5.4.4	Comparação Modelo Aproximado e Real	96
5.5	Circuitos de Acionamento da Fast Valving	98
6	Fast Valving em Sistemas de Potência	100
6.1	Conceitos Básicos de Sistemas de Potência	100
6.2	Sistema Elétrico de 13 Barras	102
6.3	Sistema Elétrico de Cinco Barras	112
6.4	Fast Valving nas UTNs de Angra I e Angra II	113
6.5	Power Load Umbalance como Circuito de Disparo da FV	119
6.5.1	<i>Momentary Fast Valving</i>	119
6.5.2	<i>Sustained Fast Valving</i>	120
7	Considerações Finais	125
7.1	Conclusões	125
7.2	Desenvolvimentos Futuros	129
A	Apêndice I	131
	Ciclos Térmicos	131
A.1	Ciclos Simples	131
A.2	Ciclo de Rankine Ideal	132
A.2.1	Ciclo com mudança de pressão na caldeira e no condensador	134
A.2.2	Aumentando rendimento: superaquecimento e reaquecimento	136
A.2.3	Ciclo com extração de vapor da turbina	138
A.2.4	Ciclo com extração de vapor da turbina e reaquecimento	139
B	Apêndice II	143
	Aproximações de Padé	143
C	Apêndice III	147
	Modelos de Turbinas a Vapor	147
C.1	Modelos Diversos	147
C.2	Modelo Matemático Geral	155
C.3	Diagrama de Blocos da Turbina 1.1.1 com Modelo de FV	156
C.4	Valores típicos	157
C.4	Nomenclatura	158
	Referências Bibliográficas	160

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 – Diagrama p-v-T da água. [Faires, 83].....	6
Figura 2.2 – Diagrama p-v da água. [Faires, 83].....	7
Figura 2.3 – Enunciados da segunda lei.	9
Figura 2.4 – Ciclo de uma máquina térmica motora.	10
Figura 2.5 – Máquina térmica motora.	13
Figura 2.6 – Esquema simplificado da geração termoelétrica.....	14
Figura 2.7 – Inserção do reaquecimento.....	15
Figura 2.8 – Esquema da caldeira.	16
Figura 2.9 – Inserção do economizador.	17
Figura 2.10 – Esquema da turbina.....	18
Figura 2.11 – Esquema da caldeira + turbina.....	19
Figura 2.12 – Esquema do condensador.....	20
Figura 2.13 – Ciclo fechado.	21
Figura 2.14 – Extração de vapor.	22
Figura 2.15 – Ciclo com reaquecimento.	22
Figura 2.16 – Válvulas da turbina a vapor.	27
Figura 3.1 – Dimensões das matrizes.	38
Figura 3.2 – Função de transferência.	44
Figura 3.3 – Bloco somador.	45
Figura 3.4 – Diagrama de blocos de um sistema de malha fechada.....	45
Figura 3.5 – Excitação e resposta de um elemento com tempo morto (retardo).....	46
Figura 3.6 – Função de transferência do tempo morto.....	47
Figura 4.1 – Recipiente de vapor.....	48
Figura 4.2 – Câmara de vapor.	50
Figura 4.3 – Reaquecedor.....	50
Figura 4.4 – Crossover piping.	51
Figura 4.5 – Fator de participação.....	52
Figura 4.6 – Limitador.....	53
Figura 4.7 - Turbinas <i>tandem-compound</i>	54
Figura 4.8 – Turbinas <i>cross-compound</i>	54
Figura 4.9 – Nomenclatura.....	55
Figura 4.10 – Configuração <i>tandem-compound</i> com reaquecimento simples.	57
Figura 4.11 – Diagrama esquemático da configuração <i>tandem-compound</i> com reaquecimento simples.	57
Figura 4.12 – Diagrama de blocos da configuração <i>tandem-compound</i> com reaquecimento simples.....	58
Figura 4.13 – Configuração <i>tandem-compound</i> de unidades termonucleares.....	60
Figura 4.14 – Diagrama esquemático da configuração <i>tandem-compound</i> de unidades termonucleares.....	61
Figura 4.15 – Diagrama de blocos da configuração <i>tandem-compound</i> de unidades termonucleares.....	61
Figura 4.16 – Regulador de velocidade isócrono.	65
Figura 4.17 – Diagrama de bloco do regulador de velocidade isócrono.....	65
Figura 4.18 – Regulador com queda de velocidade.	67

Figura 4.19 – Diagrama de bloco do regulador com queda de velocidade.	67
Figura 4.20 – Diagrama de bloco do regulador de velocidade genérico.	68
Figura 4.21 – Diagrama de blocos referente à equação de oscilação do rotor.	69
Figura 4.22 – Diagrama de blocos do modelo completo da regulação primária.	70
Figura 5.1 – Critério de igualdade de áreas.	73
Figura 5.2 – Posicionamento da válvula.	74
Figura 5.3 - Turbinas <i>tandem-compound</i>	74
Figura 5.4 – Turbina termonuclear do tipo <i>tandem-compound</i>	75
Figura 5.5 – Característica típica do fluxo da válvula.	77
Figura 5.6 – Diagrama de blocos da malha PF da turbina <i>tandem compound</i> (1.1.1) para implementação da FV.	83
Figura 5.7 – Sinal aproximado da FV.	84
Figura 5.8 – Diagrama de blocos da <i>momentary fast valving</i> - sinal aproximado da FV.	85
Figura 5.9 – Diagrama de blocos da <i>sustained fast valving</i> - sinal aproximado da FV.	85
Figura 5.10 – Variações de velocidade angular com e sem <i>momentary fast valving</i>	86
Figura 5.11 – Variações de velocidade angular com e sem <i>sustained fast valving</i>	87
Figura 5.12 – Variações de potência mecânica com e sem <i>momentary fast valving</i>	88
Figura 5.13 – Variações de potência mecânica com e sem <i>sustained fast valving</i>	88
Figura 5.14 – Variações de potência mecânica por estágios sem <i>fast valving</i>	89
Figura 5.15 – Variações de potência mecânica por estágios com <i>momentary fast valving</i>	90
Figura 5.16 – Variações de potência mecânica por estágios com <i>sustained fast valving</i>	90
Figura 5.17 – Sinal real da <i>fast valving</i>	91
Figura 5.18 – Diagrama de blocos da <i>momentary fast valving</i>	92
Figura 5.19 – Diagrama de blocos da <i>sustained da fast valving</i>	92
Figura 5.20 – Variações de velocidade angular com e sem <i>momentary fast valving</i>	93
Figura 5.21 – Variações de velocidade angular com e sem <i>sustained fast valving</i>	94
Figura 5.22 – Variações de potência mecânica com e sem <i>momentary fast valving</i>	94
Figura 5.23 – Variações de potência mecânica com e sem <i>sustained fast valving</i>	95
Figura 5.24 – Variações de potência mecânica por estágio com <i>momentary fast valving</i>	96
Figura 5.25 – Variações de potência mecânica por estágio com <i>sustained fast valving</i>	96
Figura 5.26 – Comparações de variações de potência mecânica para MFV - modelos aproximado e real.	97
Figura 5.27 – Comparações de variações de potência mecânica para SFV - modelos aproximado e real.	97
Figura 5.28 – Diagrama de blocos do <i>power load unbalance</i> - PLU.	98
Figura 5.29 – Diagrama de blocos do modelo da FV com circuitos de disparo.	99
Figura 6.1 - Diagrama esquemático da unidade geradora.	101
Figura 6.2 – Sistema de 13 barras.	103
Figura 6.3 – Diagrama de blocos da turbina <i>tandem compound</i> (1.1.1).	104
Figura 6.4 – Variação de potência mecânica nos estágios de alta pressão (FHP) em p.u.	105
Figura 6.5 - Variação de potência mecânica nos estágios de alta pressão (FHP) em p.u.	105
Figura 6.6 - Variações de potência mecânica nos estágios de pressão intermediária (FIP) em p.u.	106
Figura 6.7 - Variações de potência mecânica nos estágios de baixa pressão (FLP) em p.u.	106
Figura 6.8 - Variações de potência mecânica nos estágios de pressão intermediária (FIP) em p.u.	107
Figura 6.9 - Variações de potência mecânica nos estágios de baixa pressão (FLP) em p.u.	107

Figura 6.10 - Variações de potência mecânica total em Poços.	108
Figura 6.11 - Variações de frequência em Poços.	108
Figura 6.12 - Variações de tensão nas máquinas de Poços.	109
Figura 6.13 - Variações angulares nas máquinas de Poços.	109
Figura 6.14 - Variações de frequência em Poços.	110
Figura 6.15 - Potência acelerante em Poços.	110
Figura 6.16 - Variações de potência mecânica em Poços.	111
Figura 6.17 - Variações de potência mecânica em Furnas.	111
Figura 6.18 - Sistema de cinco barras.	112
Figura 6.19 - Variações de frequência em Poços.	113
Figura 6.20 - Variações de potência mecânica em Furnas.	113
Figura 6.21 - Variações de potência mecânica em Angra I e II.	115
Figura 6.22 - Variações angulares em Angra I.	117
Figura 6.23 - Variações angulares em Angra II.	117
Figura 6.24 - Potência acelerante em Angra I.	118
Figura 6.25 - Potência acelerante em Angra II.	118
Figura 6.26 - Variações angulares em Angra I.	118
Figura 6.27 - Variações angulares em Angra II.	119
Figura 6.28 - Variações angulares com e sem <i>momentary fast valving</i>	120
Figura 6.29 - Variações de potência mecânica com e sem <i>sustained fast valving</i>	121
Figura 6.30 - Variações de potência acelerante com e sem <i>sustained fast valving</i>	122
Figura 6.31 - Variações de frequência com e sem <i>sustained fast valving</i>	122
Figura 6.32 - Variações de potência mecânica com e sem <i>sustained fast valving</i>	123
Figura 6.33 - Variações angulares com e sem <i>sustained fast valving</i>	123
Figura 6.34 - Variações de potência mecânica com <i>sustained fast valving</i>	124
Figura A.1 - Ciclo de Carnot.	131
Figura A.2 - Configuração simples.	133
Figura A.3 - Ciclo Rankine para configuração simples.	133
Figura A.4 - Efeito do aumento de pressão na caldeira para o ciclo Rankine ideal.	135
Figura A.5 - Efeito da diminuição de pressão no condensador para o ciclo Rankine ideal.	135
Figura A.6 - Ciclo com superaquecimento.	136
Figura A.7 - Configuração com reaquecimento.	137
Figura A.8 - Ciclo com superaquecimento e reaquecimento.	138
Figura A.9 - Configuração com extração.	138
Figura A.10 - Diagrama T-s para configuração com superaquecimento e extração.	139
Figura A.11 - Configuração com extração e reaquecimento.	140
Figura A.12 - Diagrama T-s para configuração com extração e reaquecimento e superaquecimento.	140
Figura C.1 - Configuração sem reaquecimento.	147
Figura C.2 - Configuração sem reaquecimento com estágio de baixa pressão.	148
Figura C.3 - Configuração <i>tandem-compound</i> com reaquecimento simples e duplo estágio de baixa pressão.	149
Figura C.4 - Configuração <i>tandem-compound</i> com reaquecimento duplo.	149
Figura C.5 - Configuração <i>tandem-compound</i> com reaquecimento duplo e duplo estágio de baixa pressão.	150
Figura C.6 - Configuração <i>cross-compound</i> com reaquecimento simples.	151

Figura C.7 – Diagrama esquemático da configuração <i>cross-compound</i> com reaquecimento simples.....	152
Figura C.8 – Diagrama de blocos da configuração <i>cross-compound</i> com reaquecimento simples.....	152
Figura C.9 – Configuração <i>cross-compound</i> com reaquecimento simples e duplo estágio de baixa pressão.....	153
Figura C.10 – Configuração <i>cross-compound</i> com reaquecimento duplo.....	154
Figura C.11 – Diagrama de blocos correspondente ao modelo matemático geral das turbinas térmicas a vapor.....	155
Figura C.12 – Acoplamento do diagrama de blocos da turbina <i>tandem-compound</i> modelo 1.1.1 com FV.....	156

SIMBOLOGIA

Capítulo 2

Símbolo	Definição
p	pressão absoluta
v	volume específico
T	temperatura
x	título
P_c	ponto crítico
H	entalpia
h	entalpia específica
u	energia interna específica
p	pressão absoluta
Q	calor transferido
W	trabalho transferido
E	energia total do sistema
\dot{Q}	taxa de fluxo de calor
\dot{W}	trabalho por unidade de tempo
\dot{m}	vazão em massa
V	velocidade média
h	entalpia específica
z	altura
g	aceleração da gravidade

Q_H	calor transferido da fonte quente
Q_C	calor transferido da fonte fria
ΔS	variação da entropia

Capítulo 3

Símbolo Definição

$f(t)$	função da variável t tal que $f(t) = 0$ para $t < 0$
s	variável complexa
L	símbolo operacional de Laplace
$F(s)$	transformada de Laplace de $f(t)$
L^{-1}	símbolo operacional da transformada inversa de Laplace
FT	função de transferência
CI	condições iniciais
adj	adjunta de uma matriz
\det	determinante de uma matriz

Capítulo 4

Símbolo Definição

m	massa de vapor
V	volume
v	volume específico
P	pressão
T	constante de tempo

T_{CH}	constante de tempo da câmara de vapor (<i>steam chest</i>)
T_{RH}	constante de tempo do reaquentador
T_{CO}	constante de tempo do <i>crossover piping</i>
F	fator de participação
HP	estágio de alta pressão
IP	estágio de pressão intermediária
LP	estágio de baixa pressão
MSV	<i>main emergency stop valves</i>
GV	<i>governor control valves</i>
RSV	<i>reheat emergency stop valves</i>
IV	<i>intercept control valves</i>
P_m	potência mecânica
P_{GV}	potência de entrada na válvula de admissão
T_m	torque mecânico
δ	deslocamento angular do rotor
ω	velocidade angular
Δ	variação de grandezas
R	estatismo permanente
P_e	potência elétrica
D	coeficiente de amortecimento mecânico
H	constante de tempo de inércia da unidade geradora

Capítulo 5

Símbolo	Definição
δ	deslocamento angular do rotor
J	momento de inércia
T_a	torque acelerante
T_m	torque mecânico
T_e	torque elétrico
CV	<i>control valve</i>
IV	<i>intercept valve</i>
FV	<i>fast valving</i>
PLU	<i>power load umbalance</i>
PSS	<i>power system stabilizer</i>
CAG	controle automático de geração
TCSC	<i>thyristor controlable series compensator</i>
STATCOM	<i>static synchronous compensator</i>
UPFC	<i>unified power flow controller</i>
CDU	controlador definido pelo usuário
<i>p.u.</i>	por unidade
MFV	<i>momentary fast valving</i>
SFV	<i>sustained fast valving</i>
EVA	<i>early valve actuation</i>
F_c	fator de correção

UTN	unidade termonuclear
FSE	fluxo sudeste exportador
ϕ	fase

1 Introdução

1.1 *Motivação*

O Brasil possui quase toda sua matriz energética baseada em geração hidráulica, que é uma fonte renovável de energia, apresentando vários reservatórios sendo que alguns deles possuem grandes volumes de armazenamento de água.

Os reservatórios estão sujeitos aos ciclos hidrológicos e, apesar da grande dimensão do território brasileiro tanto em termos de latitude como de longitude, os mesmos nem sempre têm capacidade de armazenamento para uma geração que possa suprir toda a carga do sistema brasileiro. O mais recente acontecimento deste tipo foi o período de racionamento pelo qual o Brasil passou em 2001.

Devido a este fato o governo brasileiro instituiu o Plano Prioritário de Termoelétricas (PPT), onde as novas unidades térmicas a serem implantadas pelo país seriam abastecidas por gás natural. Sabe-se que o rendimento de turbinas a gás operando isoladamente não é tão elevado (35%), mas que o mesmo pode ser consideravelmente aumentado através do acoplamento das turbinas a gás com as turbinas a vapor, formando assim o chamado ciclo combinado.

A geração termoelétrica é a parte principal da matriz energética de vários países e havendo disponibilidade de combustível, assegura a geração de energia elétrica durante todo o ano.

Com o intuito de analisar o comportamento dinâmico das centrais térmicas, que começariam a fazer parte de quantias consideráveis da nova matriz energética brasileira, era necessário conhecer especificamente cada tipo de turbina, além de seus componentes e tipos de controle associados.

Assim foram dados o início dos estudos de modelagem dos diversos tipos de turbinas em centrais térmicas no Grupo de Engenharia de Sistemas (GESis) na atual Universidade Federal de Itajubá. Quando os modelos de turbinas a vapor foram estudados, a existência de um tipo de controle nas válvulas da turbina, que efetuava uma rápida redução da potência mecânica das mesmas quando ocorriam grandes distúrbios no sistema elétrico, chamou atenção.

O dispositivo de controle é conhecido por Fast Valving (FV), considerado um método prático e dos mais viáveis economicamente, que assegura, na maioria dos casos, a estabilidade das unidades térmicas. Sua atuação nas turbinas a vapor faz com que as mesmas não precisem ser desconectadas, mantendo assim no sistema suas inércias durante o período transitório, além de evitar o inconveniente processo de ressinchronização.

Uma das maiores dificuldades encontradas é que não existe ainda um modelo divulgado, somente livros e principalmente artigos que explicam sobre seu tipo de funcionamento e comentam sobre as experiências de campo onde tal dispositivo foi implantado.

Capítulo 1 – Introdução

Portanto, os principais objetivos desta dissertação são modelar matematicamente o dispositivo e analisar seu comportamento dinâmico no sistema elétrico brasileiro, pois como mencionado, o Brasil é um país com matriz energética quase que totalmente hidráulica e, além disso, os estudos realizados com este tipo de dispositivo foram feitos em países cuja geração é predominantemente térmica.

Além de se poder modelar matematicamente a FV, seu comportamento foi analisado de forma pioneira no país.

Assim, as etapas desenvolvidas e realizadas durante o período da dissertação foram:

- *modelar matematicamente os tipos de FV, obedecendo os princípios de funcionamento descritos pelos documentos encontrados;*
- *elaborar um modelo matemático que englobasse os dois tipos de FV em um único diagrama de blocos;*
- *fazer com que o diagrama de blocos geral fosse simples e pudesse ser acoplado facilmente sem alterações em todos os modelos padrão de turbinas a vapor do IEEE;*
- *analisar através da inclusão deste modelo geral desenvolvido o comportamento dinâmico das turbinas a vapor funcionando isoladamente (malha PF) e em sistemas de potência brasileiros reais.*

1.2 Estrutura da Dissertação

Esta dissertação visa principalmente desenvolver modelos matemáticos da Fast Valving. Este tipo de controle pode ser utilizado para atuar nas válvulas de interceptação ou nas válvulas de interceptação e/ou de controle das turbinas a vapor.

Para isto, no Capítulo 2, é feita uma revisão básica de termodinâmica aplicada às turbinas a vapor, juntamente com os princípios de funcionamento e alguns de seus principais componentes.

No Capítulo 3 são discutidos conceitos de sistemas dinâmicos, pois os sistemas físicos muitas vezes são modelados matematicamente. Através deste tipo de modelagem podem ser feitas análises através de simulações a fim de se compreender melhor sua natureza e também de melhorar seu comportamento dinâmico, pois na maioria das vezes é impraticável fazer estes tipos de análise em sistemas físicos reais.

Com os conceitos apresentados neste capítulo, pode-se obter a resposta no domínio do tempo de cada componente e a partir destas avaliações determinar os parâmetros corretos para assegurar um estado estável, tanto em regime normal de operação, quanto para um estado transitório.

Capítulo 1 – Introdução

No Capítulo 4, descreve-se como os componentes das turbinas a vapor podem ser modelados dinamicamente. Para se obter a resposta dinâmica no domínio do tempo das turbinas a vapor, é necessário conhecer as constantes de tempo envolvidas em cada um de seus componentes, que nesta dissertação, são modelados como recipientes (vasos) de vapor que causam atrasos de tempo no fluxo que os atravessa.

De posse dos modelos de cada componente e suas respectivas constantes de tempo, modelos de várias configurações de turbina puderam ser montados na forma de diagrama de blocos. No presente capítulo estão ilustrados os dois principais modelos utilizados nas simulações dos capítulos seguintes.

Para a análise de comportamento dinâmico, um diagrama de blocos genérico de regulação primária com componentes tais como os reguladores de velocidade e equação de oscilação (malha Potência-Frequência), tiveram seus modelos descritos e acoplados de maneira conveniente às turbinas para que o comportamento dinâmico do sistema pudesse ser analisado.

O Capítulo 5 introduz os conceitos básicos, definições e modos de operação dos tipos de FV, além de novas propostas para sua aplicação, sendo que os principais tipos de circuitos de acionamento são discutidos.

Os modelos aproximados e reais desenvolvidos de FV são apresentados, onde, a partir dos conceitos e configurações descritos e introduzidos nos capítulos anteriores, as atuações dos modelos em um tipo de turbina, para uma primeira análise e validação, podem ser testadas, comparadas e avaliadas. As simulações feitas no programa *Simulink* consideram um sistema isolado, malha Potência-Frequência (PF), onde os benefícios da atuação da FV podem ser observados.

Após terem sido desenvolvidos, testados e validados os modelos desenvolvidos, para se ter uma idéia mais real de como a FV se comporta em sistemas de potência, no Capítulo 6, seu modelo genérico foi incluído em turbinas que agora não estão mais representadas em sistemas tipo malha Potência-Frequência, como no Capítulo 5, mas sim em sistemas mais completos que visam realmente, além de representar, prever o comportamento de um sistema elétrico de potência.

Para isto o modelo utilizado no Capítulo 5 foi incluído em um sistema de treze barras, extraído do sistema elétrico brasileiro e alocado ficticiamente no barramento de Poços de Caldas, onde diversas simulações comprovaram que a atuação da FV melhorou o comportamento dinâmico do sistema como um todo.

Um contra-exemplo, onde o ajuste da FV é feito de maneira propositalmente errônea, também é ilustrado em um sistema de cinco barras.

Para se ter uma idéia mais abrangente da atuação da FV em um grande sistema de potência, o modelo desenvolvido foi incluído nas máquinas da usina termonuclear de Angra dos Reis, onde também foi elaborado um simples esquema de atuação conjunta da FV entre as duas máquinas para aumentar o tempo crítico de eliminação de falta, melhorando assim a estabilidade do sistema elétrico brasileiro [Prioste, 03].

Capítulo 1 – Introdução

Também foi feita uma análise de sensibilidade, comparando diferentes tempos de atuação da FV em Angra dos Reis.

O Capítulo 6 também explora o acionamento da FV sendo feito através do circuito de disparo *Power Load Umbalance* (PLU) em simulações no sistema de treze barras e na central termonuclear de Angra dos Reis, considerando mais uma vez o sistema elétrico brasileiro. É dado também um enfoque à atuação da *Sustained Fast Valving* (SFV) sendo acionada pelo PLU.

No Capítulo 7, são feitas as considerações finais, através das conclusões e propostas de desenvolvimentos futuros.

2 Centrais Térmicas

Este capítulo tem por finalidade fazer uma revisão básica de termodinâmica aplicada às turbinas a vapor e dar uma visão geral de centrais térmicas a engenheiros eletricitistas.

No item 2.1 tem-se um resumo de conceitos básicos da teoria da termodinâmica. No item 2.2, demonstra-se o funcionamento típico das centrais térmicas a vapor. No item 2.3, são exibidas algumas das principais partes componentes de uma central térmica a vapor.

2.1 Conceitos Básicos da Termodinâmica

2.1.1 Propriedades da substância pura

Para a aplicação do vapor no contexto de geração de energia é necessário o conhecimento de suas propriedades termodinâmicas que serão apresentadas na forma de diagramas de superfície.

As propriedades da substância pura e relações entre suas propriedades como pressão, volume específico e temperatura podem ser ilustradas através da figura 2.1, onde é sabido que temperatura e volume específico podem ser considerados como independentes e a pressão pode ser determinada como função desses dois: $p = f(v, T)$. Os gráficos de tal função formam uma superfície, a superfície p-v-T.

A superfície de uma substância como a água, que se expande ao congelar-se, assume coordenadas de pontos na superfície p-v-T que representam os valores respectivos de pressão, volume específico e temperatura que seriam assumidos quando a substância está em equilíbrio.

Existem regiões nesta superfície denominadas sólida, líquida e gasosa (vapor). Nas regiões de fase única, cada estado é estabelecido por quaisquer das duas propriedades: pressão, volume específico e temperatura, pois todas elas são independentes quando a substância está em uma única fase. Localizada entre regiões de fase única estão as regiões onde substâncias em duas fases se encontram em equilíbrio: líquido-vapor, sólido-líquido e sólido-vapor.

Duas fases podem coexistir durante a mudança de fases tal como na vaporização, fusão e sublimação. Na região de dupla fase, pressão e temperatura não são independentes, logo uma não pode ser alterada sem que a outra se altere. Nestas regiões o estado não pode ser fixado por temperatura e pressão sozinhos; entretanto, o estado pode ser fixado pelo volume específico e temperatura ou volume específico e pressão. Três fases também podem coexistir, mas isto ocorre ao longo da chamada linha tripla.

O estado onde mudanças de fase começam ou terminam é chamado de estado de saturação. A região composta por duas fases (líquida e gasosa) é chamada de abóbada de vapor ou *vapor dome*. As linhas que formam a fronteira entre esta região composta por duas fases são chamadas de linhas de vapor líquido saturado e linha de vapor saturado. O ponto no topo da abóbada, onde

estas duas linhas se encontram, é conhecido como ponto crítico, figura 2.1. A temperatura crítica de uma substância pura é a temperatura máxima onde as fases líquida e gasosa podem coexistir em equilíbrio. Neste ponto pressão e volume específico são conhecidos por pressão crítica e volume específico crítico.

A superfície tridimensional p-v-T é útil para dar relações gerais entre as três fases em questão, no entanto é mais conveniente trabalhar com as projeções desta superfície, pois elas são bidimensionais [Shapiro, 00].

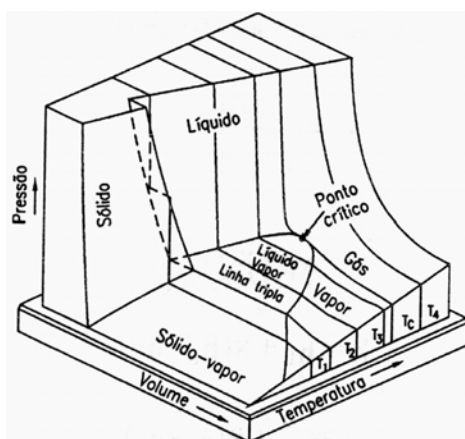


Figura 2.1 – Diagrama p-v-T da água. [Faires, 83]

Na figura 2.2, que é a projeção do plano p-v, pode-se observar todas as fases em que o vapor se encontra no ciclo. Ou seja, a região onde ocorrem temperaturas, volumes e pressões diferentes, e na qual o fluido de trabalho (água), na sua totalidade, se apresenta em forma de vapor. Esta região é chamada de região de vapor superaquecido. Da mesma forma, a região onde há temperaturas, volumes e pressões diferentes e a água se encontra na fase líquida é chamada de região de líquido comprimido. Nestas duas regiões as fases não se encontram em equilíbrio. Há, porém uma região de transição onde as duas fases encontram-se em equilíbrio, e que é a chamada de região de vapor úmido ou líquido + vapor. Próximo à fronteira com a região de líquido comprimido, quando se encontra água apenas em estado líquido, ela é chamada de líquido saturado. No caso de se encontrar apenas gás perto da região limite do vapor superaquecido, a substância pura é chamada de vapor saturado. Para se determinar a quantidade de líquido e vapor que se tem na região de vapor úmido denominou-se o título (x), que nada mais é do que a quantidade percentual de massa de vapor que está presente nesta região. Na figura também aparece o ponto crítico (P_c), que é o ponto máximo onde as fases de vapor e líquido podem existir em equilíbrio.

Capítulo 2 – Centrais Térmicas

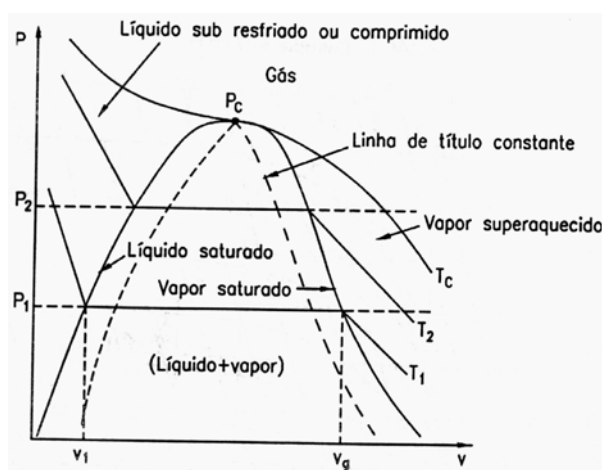


Figura 2.2 – Diagrama p-v da água. [Faires, 83]

Uma substância qualquer contém energia em forma de vibrações intermoleculares, chamada de energia interna (U). Entretanto, na existência de condições de escoamento, caso típico das centrais térmicas, existe ainda outra parcela significativa de energia que é o trabalho de fluxo, ou trabalho realizado pelo fluido de trabalho em sua entrada e saída da fronteira do sistema analisado. Esta forma de energia é quantificada sob o nome de entalpia (H). Uma forma comum de utilização da entalpia é a por unidade de massa, que é denominada por entalpia específica (h), Deste modo a entalpia específica é dada pela equação (2.1):

$$h = u + p v \quad (2.1)$$

Onde:

h = entalpia específica [J/Kg];

u = energia interna específica [J/Kg];

p = pressão absoluta [N/m^2];

v = volume específico [m^3/Kg].

2.1.2 Primeira lei da termodinâmica

Antes de se apresentar a primeira lei, deve-se definir trabalho e calor.

Calor: é definido como sendo a energia em trânsito através da fronteira de um sistema, numa dada temperatura, a um outro sistema (ou meio) numa temperatura inferior, em virtude da

Capítulo 2 – Centrais Térmicas

diferença de temperatura dos dois sistemas.

Trabalho: é a energia em trânsito (que não está armazenada em uma substância em movimento) que passa através das fronteiras de um sistema e que pode, em princípio, provocar a elevação de um peso [Faires, 83].

A primeira lei da termodinâmica é uma declaração da conservação da energia. A primeira lei para um sistema que realiza um ciclo é dada pela equação (2.2):

$$\oint dW = \oint dQ \quad (2.2)$$

Onde Q é o calor transferido e W é o trabalho transferido, ambos na fronteira do sistema. A primeira lei estabelece que há correspondência entre calor e trabalho.

Há uma parcela que não varia com o caminho e é dada pela equação (2.3):

$$dQ - dW = dE \quad (2.3)$$

Onde dE é uma propriedade infinitesimal do sistema e E é a energia total do sistema dada pela soma das energias cinética, potencial e interna.

Para um volume de controle em regime permanente e com k entradas e n saídas, a primeira lei é dada pela equação (2.4):

$$\dot{Q} + \sum_{i=1}^k \left[\dot{m}_i \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \right]_i_e = \dot{W} + \sum_{j=1}^n \left[\dot{m}_j \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) \right]_j_s \quad (2.4)$$

Onde:

\dot{Q} = taxa de fluxo de calor [J/s];

\dot{W} = trabalho por unidade de tempo [J/s];

\dot{m} = vazão em massa [Kg/s];

V = velocidade média [m/s];

h = entalpia específica [J/Kg];

z = altura [m];

g = aceleração da gravidade [m/s²].

Verifica-se através da equação (2.4), que a primeira lei se constitui na lei de conservação de energia. Esta é extremamente importante para se calcular as interações termodinâmicas dentro do ciclo.

2.1.3 Segunda lei da termodinâmica

Através da definição de [Faires, 83] tem-se:

Enunciado de Clausius: é impossível para qualquer sistema operar de tal modo que o único resultado seja a transferência de energia por calor de um corpo frio para um corpo quente.

Enunciado de Kelvin-Planck: é impossível para um sistema operar segundo um ciclo termodinâmico e entregar um trabalho líquido para sua vizinhança enquanto recebe energia por calor de um único reservatório. A figura 2.3 demonstra as duas afirmações da segunda lei.

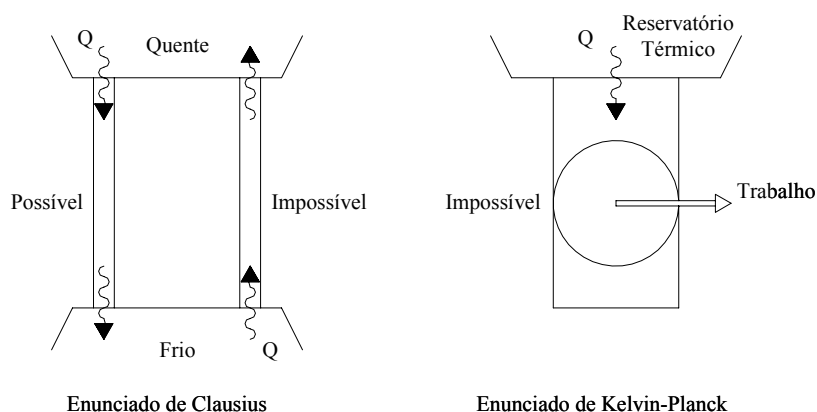


Figura 2.3 – Enunciados da segunda lei.

O enunciado de Clausius não exclui a possibilidade de se transferir calor de um corpo frio para o quente. Entretanto, para que isto ocorra é necessário haver outro efeito sobre o sistema, pois este não age de modo espontâneo. O enunciado de Kelvin-Planck não exclui a possibilidade do sistema realizar trabalho líquido retirando calor de uma única fonte. Ele só nega a possibilidade do sistema realizar um ciclo termodinâmico retirando calor de uma única fonte e realizando trabalho positivo. Para ocorrer um ciclo termodinâmico é necessário que existam dois reservatórios de calor com temperaturas diferentes.

Depois de estabelecidos estes enunciados, é importante definir os conceitos de processo irreversível e reversível.

Processo irreversível: é quando o sistema e todas as partes de sua vizinhança não puderem ser exatamente restaurados aos seus respectivos estados iniciais, após a ocorrência do processo. São consideradas irreversibilidades: atrito, deformação inelástica, troca de calor, perda Joule, dentre outros. Na natureza, todos os processos reais apresentam algum tipo de irreversibilidade.

Processo reversível: é quando o sistema e toda a vizinhança puderem ser exatamente restaurados aos seus respectivos estados iniciais depois do ocorrido. Estes processos também são conhecidos como processos ideais.

Uma aplicação importante da segunda lei está diretamente relacionada ao ciclo térmico. Se for colocada uma máquina entre um reservatório de calor quente e outro frio, o fluido irá espontaneamente do corpo quente para o corpo frio, conforme o enunciado de Clausius. Parte da energia transmitida do fluido pode ser aproveitada pela máquina, produzindo trabalho. A figura 2.4 demonstra uma máquina térmica motora.

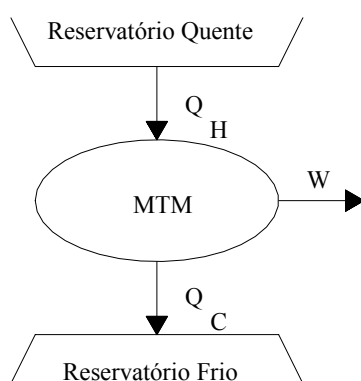


Figura 2.4 – Ciclo de uma máquina térmica motora.

Uma importante limitação no desempenho dos sistemas que realizam um ciclo motor é dada pelo enunciado de Kelvin-Planck. O rendimento térmico do ciclo da máquina motora da figura 2.4 é dado pela equação (2.5):

$$\eta_t = \frac{W_{\text{útil}}}{Q_{\text{consumido}}} \quad (2.5)$$

Da primeira lei sabe-se que:

$$Q_H - Q_C = W \quad (2.6)$$

Q_H = calor transferido da fonte quente [J];

Q_C = calor transferido da fonte fria [J];

Assim, pode-se determinar que:

Capítulo 2 – Centrais Térmicas

$$\eta_t = \frac{Q_H - Q_C}{Q_H} = 1 - \frac{Q_C}{Q_H} \quad (2.7)$$

A equação (2.7) é utilizada tanto para a máquina térmica reversível quanto para a irreversível.

O rendimento do ciclo não pode chegar a 100%, pois violaria o enunciado de Kelvin-Planck. Para se obter o rendimento do ciclo não foi necessário identificar a natureza da substância dentro do sistema, nem especificar se os tipos de processos que compõem o ciclo são reais ou ideais. Uma vez que o rendimento térmico é sempre menor que 100%, há interesse em determinar qual é o maior rendimento térmico teórico. Por isso, apresentam-se dois teoremas de Carnot:

- *É impossível construir uma máquina motora irreversível que opere entre dois reservatórios térmicos e tenha o rendimento térmico maior que uma máquina motora reversível operando entre os mesmos reservatórios térmicos.*
- *Todas as máquinas motoras que operam segundo o ciclo reversível, entre os mesmos reservatórios térmicos, têm o mesmo rendimento térmico.*

Utilizando o segundo teorema de Carnot é possível desenvolver meios para designar valores de temperatura independente das propriedades da substância termométrica. Nestas considerações leva-se em conta a escala Kelvin de temperatura, que tem um importante papel no desenvolvimento de outros aspectos da segunda lei, incluindo a avaliação da medida do máximo desempenho dos ciclos.

Do segundo teorema de Carnot pode-se concluir que todos os ciclos motores reversíveis, operando entre os mesmos reservatórios, têm a mesma eficiência térmica independente da substância que compõe o ciclo ou dos processos realizados. Logo, pode-se concluir que a eficiência térmica do ciclo é função das temperaturas dos reservatórios. Então:

$$\eta = f(T_C, T_H) \quad (2.8)$$

Sendo:

T_C = temperatura fria [K];

T_H = temperatura quente [K].

Juntando a equação (2.7) à (2.8) e admitindo que o ciclo seja reversível, tem-se:

$$\eta = 1 - \frac{Q_C}{Q_H} = f(T_C, T_H) \quad (2.9)$$

Reorganizando a equação:

$$\frac{Q_C}{Q_H} = 1 - f(T_C, T_H) = \psi(T_C, T_H)$$

Existem várias alternativas para a função ψ . A escala Kelvin é obtida admitindo $\psi(T_C, T_H) = T_C/T_H$, deste modo, para um processo reversível, tem-se:

$$\left(\frac{Q_C}{Q_H} \right)_{rev} = \frac{T_C}{T_H} \quad (2.10)$$

Assim pode-se determinar o máximo rendimento do ciclo pela temperatura da fonte quente e da fonte fria.

O ciclo de vapor possui um baixo rendimento, que é consequência da segunda lei da termodinâmica, e nada se pode fazer contra ela. Se a temperatura de saída do vapor pudesse ser reduzida ao zero absoluto (0 K), poder-se-ia recuperar praticamente toda a energia do vapor, mas “infelizmente” a temperatura ambiente é por volta dos 300 K e não há como reduzir a temperatura de exaustão a um valor inferior a este. Naturalmente, pode-se chegar a tal resultado através da refrigeração, porém a potência necessária para acionar este hipotético sistema de refrigeração seria superior ao adicional que se ganharia no ciclo, o que não traria no cômputo geral um resultado satisfatório.

2.1.4 Entropia

Na figura 2.5, tem-se duas máquinas térmicas com a mesma quantidade de calor, sendo que a máquina da esquerda é uma máquina reversível (Máquina de Carnot) e a da direita é uma máquina irreversível qualquer. Ambas convertem parte do calor Q_H em trabalho. Entretanto, se a máquina da esquerda rejeita menos calor que a da direita, conclui-se, então, que a máquina reversível, pela primeira lei, produz mais trabalho.

Assim, pode-se dizer que:

$$\eta_{rev} \geq \eta_{irrev} \quad (2.11)$$

Capítulo 2 – Centrais Térmicas

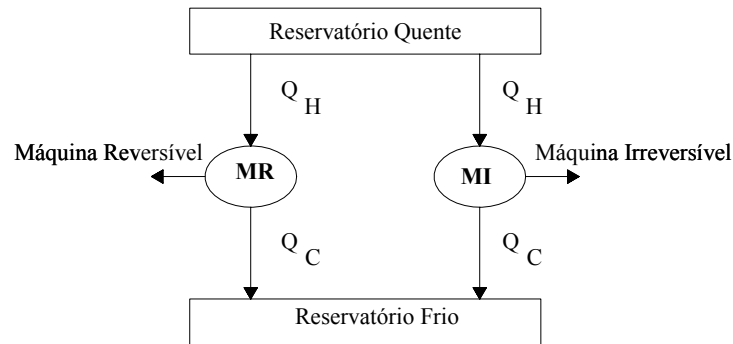


Figura 2.5 – Máquina térmica motora.

Substituindo na equação (2.11) as equações (2.10) e (2.9) tem-se que:

$$1 - \frac{T_C}{T_H} \geq 1 - \frac{Q_C}{Q_H}$$

Reorganizando a equação tem-se:

$$\Delta S = \left(\frac{Q_H}{T_H} \right) - \left(\frac{Q_C}{T_C} \right) \leq 0 \quad (2.12)$$

Onde:

$$\Delta S = \text{variação da entropia [J/K]}.$$

Pode-se dizer que a entropia é a propriedade cuja alteração é uma medida da irreversibilidade de um evento ou uma medida da quantidade de energia que se tornou inaproveitável, medida esta que pode ser, às vezes, calculada numericamente [Faires, 83].

No final de tudo, a energia disponível envolvida em um evento se torna energia inaproveitável. Todo o trabalho real dissipa-se, em última instância, pelo atrito ou por outro efeito equivalente e se torna energia armazenada em um sorvedouro de energia. Esta energia que não pode ser transformada em outra forma de energia é quantificada pela entropia.

2.2 Fundamentos das Usinas Térmicas a Vapor

Um ciclo térmico de geração consiste basicamente na transformação de energia contida em um determinado combustível em eletricidade e calor. Na forma mais simples, ele é formado por

uma caldeira e uma turbina que aciona o gerador elétrico.

A caldeira é um componente do ciclo que tem por objetivo converter água líquida em vapor. O vapor, ao incidir nas palhetas da turbina, dá início a um movimento de rotação no seu eixo, alimentando o gerador para produção de energia elétrica. Na figura 2.6, a caldeira é representada por uma chaleira comum e a turbina é um simples cata-vento. Na verdade os componentes de uma turbina térmica são bem mais complicados, entretanto os princípios são praticamente os mesmos.

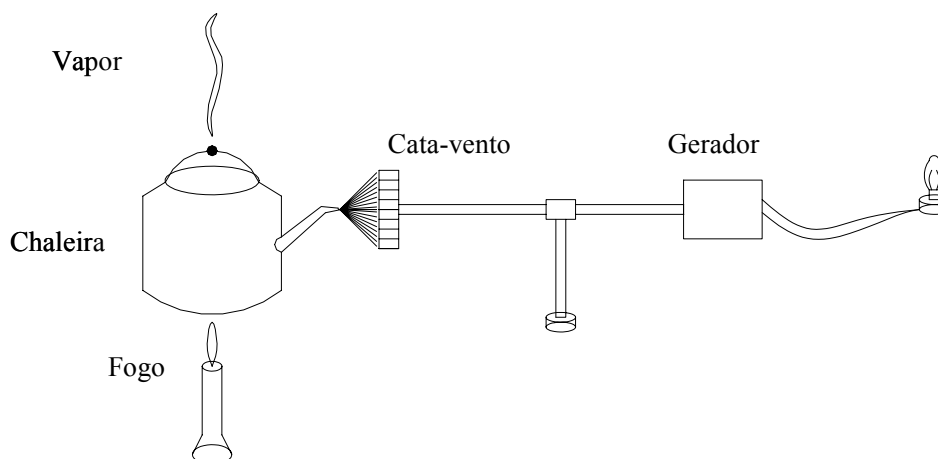


Figura 2.6 – Esquema simplificado da geração termoelétrica.

Este ciclo simples apresenta uma visão geral da geração termoelétrica a vapor, mas é um ciclo de rendimento muito baixo, tornando-se inviável economicamente. Desde que se propôs a obter maior quantidade de trabalho possível a partir da queima de combustível, diversas melhorias no ciclo tornam-se necessárias.

Cita-se um exemplo histórico que evidencia os resultados obtidos através das melhorias introduzidas nos ciclos térmicos. Por volta de 1922, as unidades térmicas consumiam aproximadamente 1,5 kg de carvão de boa qualidade para a geração de 1kWh. Trinta anos após, a mesma energia era produzida pela queima de 0,5 kg de carvão. A justificativa para este grande decréscimo no consumo de combustível está nas progressivas melhoras que foram introduzidas, nos componentes individuais ou no sistema.

A combustão é outro fator importante na eficiência do sistema. Deve-se ter em mente que quando se processa uma combustão, o que na realidade está ocorrendo nada mais é que uma reação química em cadeia. Quando o combustível for aquecido a uma temperatura adequada, na presença de ar, o carbono do combustível se combina com o oxigênio do ar dando origem ao gás carbônico (CO_2) e ao monóxido de carbono (CO). A presença do monóxido de carbono significa que o combustível não está sendo totalmente queimado, isto é, necessita ser combinado com mais oxigênio proveniente do ar de forma que se tenha combustão total, portanto formação de CO_2 .

A ocorrência do CO como produto da combustão é indesejável, pois isto significa que o

Capítulo 2 – Centrais Térmicas

combustível está sendo parcialmente queimado. O que se pode concluir é que ainda resta energia a ser liberada no sistema e isto é possível de se melhorar através da transformação do monóxido de carbono em gás carbônico. Deve-se, durante a operação das caldeiras, sempre obter o máximo de CO_2 , para manter alta a eficiência do processo.

Não se deve fornecer uma quantidade de ar maior do que a necessária para a combustão, pois isto acarretará em uma diminuição da eficiência da operação, já que o excesso de ar absorve o calor do processo. Na prática, não é possível apenas o fornecimento de quantidade de ar estritamente necessária à queima de certa quantidade de combustível, sendo necessário, portanto, fornecer uma quantidade de ar ligeiramente superior. Este adicional é normalmente conhecido por excesso de ar.

Para garantir que todo o combustível seja queimado, deve-se manter a combustão com excesso de ar. Por outro lado, sabe-se que o excesso de ar vai de encontro à eficiência do processo. Assim sendo, para cada tipo de combustível utilizado e de determinadas quantidades queimadas, são estabelecidos processos ótimos de tal forma que se tenha boas condições de combustão com o máximo rendimento.

O fenômeno da combustão é incrementado através da elevação da temperatura do comburente sem que se diminua a eficiência do ciclo. Isto pode ser feito através dos gases de exaustão que saem pela chaminé, pois estes possuem uma quantidade de calor que pré-aquece o ar que alimenta a chama, conforme descrito na figura 2.7.

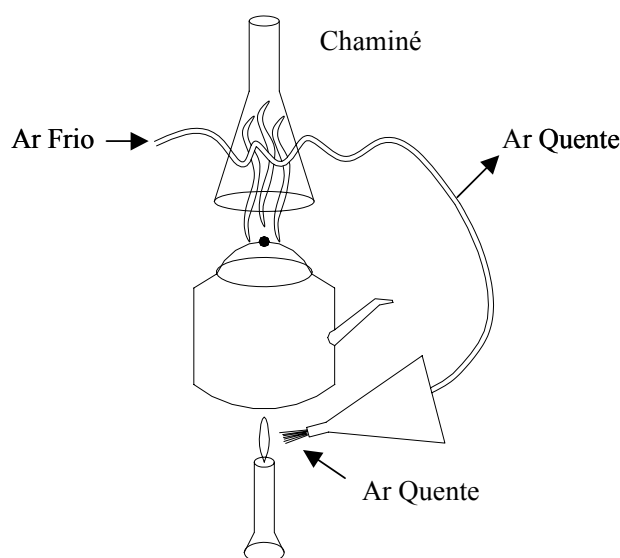


Figura 2.7 – Inserção do reaquecimento.

A chaleira, utilizada anteriormente, não é um meio eficiente de produção de vapor. Desta maneira, através da figura 2.8, apresenta-se a caldeira, que é constituída, nesse caso, por dois tambores de ferro, interligando um grande número de tubos, arranjados de tal forma que os gases da combustão tenham que passar através do banco de tubos, dispostos no seu percurso

Capítulo 2 – Centrais Térmicas

em direção à chaminé. A superfície total dos tubos deve ser grande de forma que seja possível a absorção de uma grande quantidade de calor. As bolhas de vapor formadas nos tubos se elevam até o tambor superior, onde o vapor é coletado a fim de ser conduzido, através de tubulações, até a turbina.

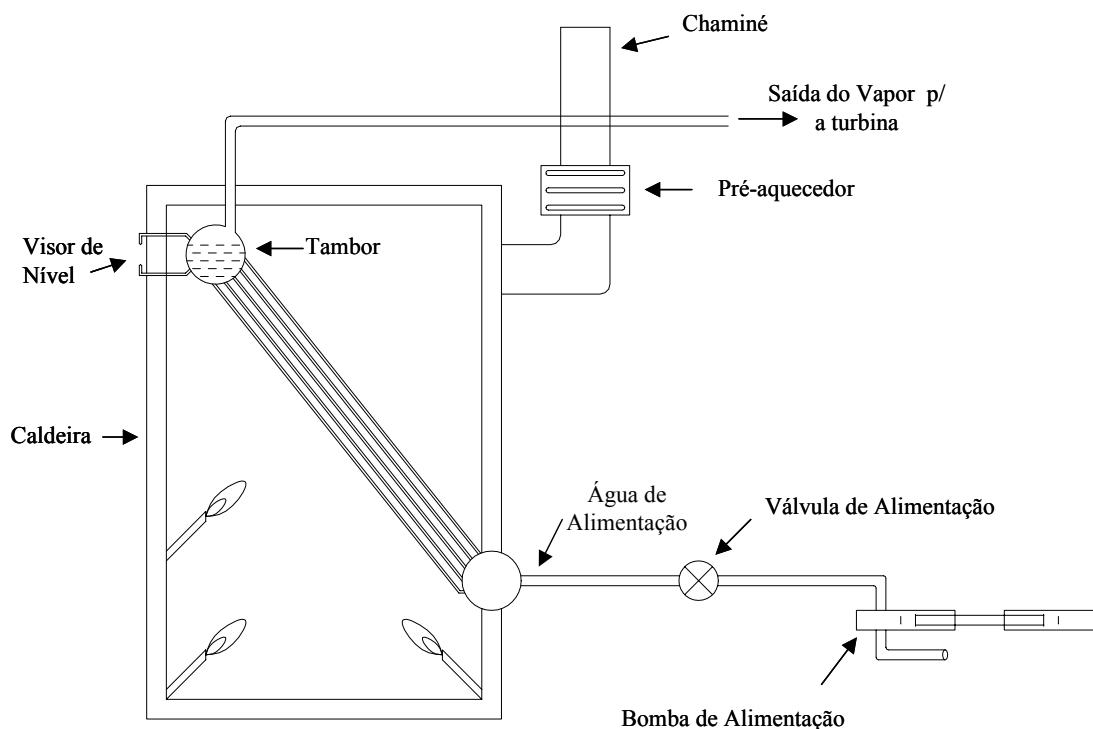


Figura 2.8 – Esquema da caldeira.

Este é o princípio básico das atuais caldeiras a vapor. Observa-se que uma bomba de água de alimentação é introduzida neste processo. Como uma quantidade de vapor sai da caldeira, torna-se necessário haver reposição do mesmo, após a passagem pelos outros componentes da central térmica. Esta bomba deverá ter uma pressão de descarga suficiente para vencer a pressão interna do tambor.

Na operação de qualquer caldeira, é essencial que se mantenha uma certa quantidade mínima de água no seu interior. Caso isto não ocorra o metal se tornará sobre aquecido o suficiente para provocar a ruptura dos componentes, pois a água é o meio disponível para a remoção do calor dissipado pelo combustível. Por outro lado, o tambor não deve estar com seu nível muito alto, pois, além de eliminar o espaço destinado à coleta de vapor, pode ocasionar o arrastamento de água ou vapor úmido para o interior da turbina, o que causaria grandes prejuízos.

O nível do tambor sofre a influência de uma série de fatores operacionais. Variações de carga provocam modificações no fluxo de vapor e variações de fluxo de combustível provocam oscilações na taxa de queima de combustível, tendo como consequência variações no processo de vaporização que, por sua vez, provocará variação no nível da caldeira. Por estas razões,

Capítulo 2 – Centrais Térmicas

torna-se necessário manter um rigoroso controle sobre o nível do tambor na caldeira. Assim foram desenvolvidos sistemas que possibilitam controle automático no nível do tambor, já que é impraticável um controle manual por tempo indeterminado.

Há necessidade de se promover um aquecimento prévio na água de alimentação antes que esta seja admitida na caldeira, pois a água fria pode provocar grandes diferenças de temperatura, principalmente nas proximidades do ponto de admissão, o que daria origem à falhas mecânicas no material dos tubos. Isto é obtido pelos aquecedores de água de admissão.

Para recuperar parte do calor perdido dos gases, antes de dissipado pela chaminé, são instalados pré-aquecedores de ar. Outra medida utilizada é a adoção de um novo feixe de tubos, no interior dos quais passará a água de alimentação antes de ser admitida na caldeira propriamente dita.

O banco de tubos adicionado está situado no caminho dos gases em direção a chaminé, antes do pré-aquecedor. Uma grande quantidade de calor contida nos gases é absorvida nos tubos da caldeira, mas não toda. Estes gases ainda estão com uma temperatura da ordem de $370^{\circ}C$, e podem ser reaproveitados. Fazendo, estes gases passarem através do feixe de tubos recém introduzidos, mais uma parcela de calor será recuperada, elevando desta forma a eficiência da caldeira. A este conjunto de tubos deu-se o nome de economizador, conforme ilustrado na figura 2.9. Com este arranjo, a água de alimentação é inicialmente aquecida a uma temperatura em torno de $230^{\circ}C$, através dos aquecedores e posteriormente no economizador, atingindo um valor não muito menor do que aquele mantido na água da própria caldeira.

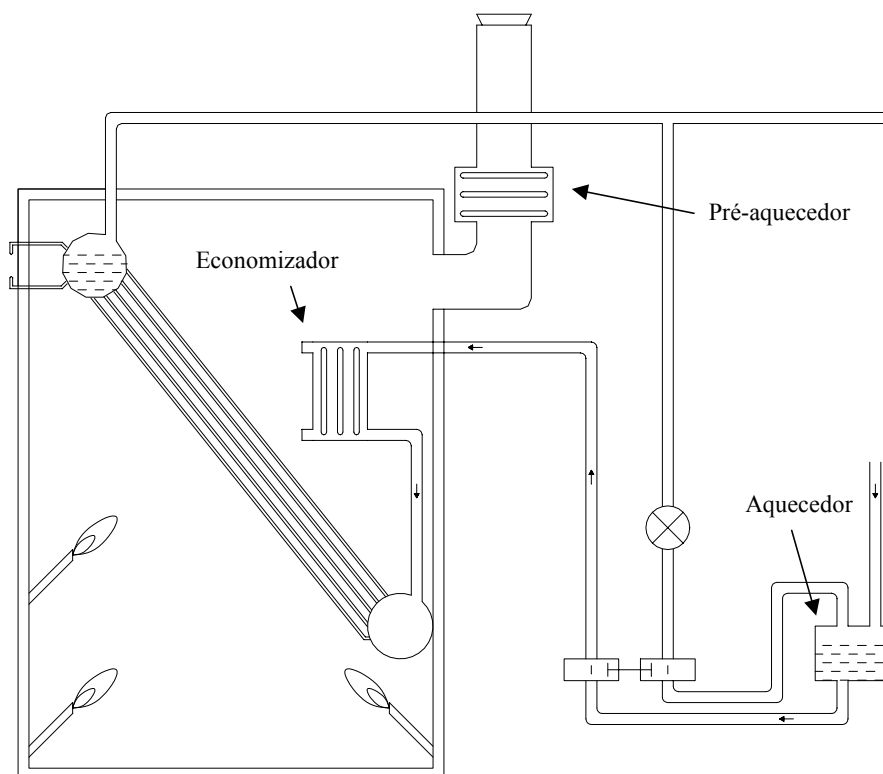


Figura 2.9 – Inserção do economizador.

Capítulo 2 – Centrais Térmicas

Os componentes de um ciclo a vapor não são tão simples quanto à analogia feita no início deste item. Como por exemplo, uma turbina é muito mais complexa que um simples cata-vento, pois esta é composta de centenas de palhetas, algumas estacionárias e outras rotativas. Estas palhetas são dispostas em grupos ou estágios de forma que o vapor seja forçado a passar sucessivamente através dos vários estágios conforme descrito na figura 2.10.

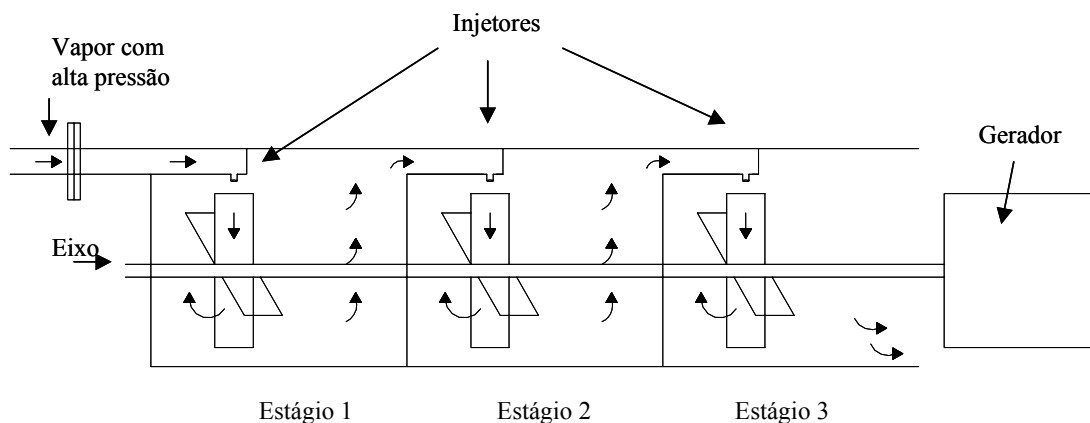


Figura 2.10 – Esquema da turbina.

Neste diagrama, três conjuntos foram montados em um eixo, cada conjunto em um compartimento separado. O vapor procedente do ejetor do primeiro estágio, ao incidir sobre as palhetas móveis dá origem ao movimento de rotação em todo o eixo. Ao acionar as palhetas do primeiro estágio, o vapor está cedendo parte de sua energia, resultando assim em uma queda de pressão. O vapor é conduzido para o segundo estágio, com menor pressão, repetindo todo o processo. Após ter realizado trabalho no último estágio, praticamente toda a energia do vapor foi transferida para o rotor da turbina, sendo então dirigida para a exaustão.

Para transformar esta turbina convencional em um tipo comercial, torna-se necessário introduzir múltiplos injetores de projetos apropriados e modificar a configuração das palhetas de modo que tenham entradas e saídas curvas.

Através da figura 2.11 pode-se observar o caminho do ciclo. A água de alimentação já entra aquecida na caldeira devido ao aquecedor e ao economizador. Na caldeira a água se transforma em vapor que percorre o caminho através das tubulações, expande-se nos vários estágios da turbina e fecha o ciclo na exaustão.

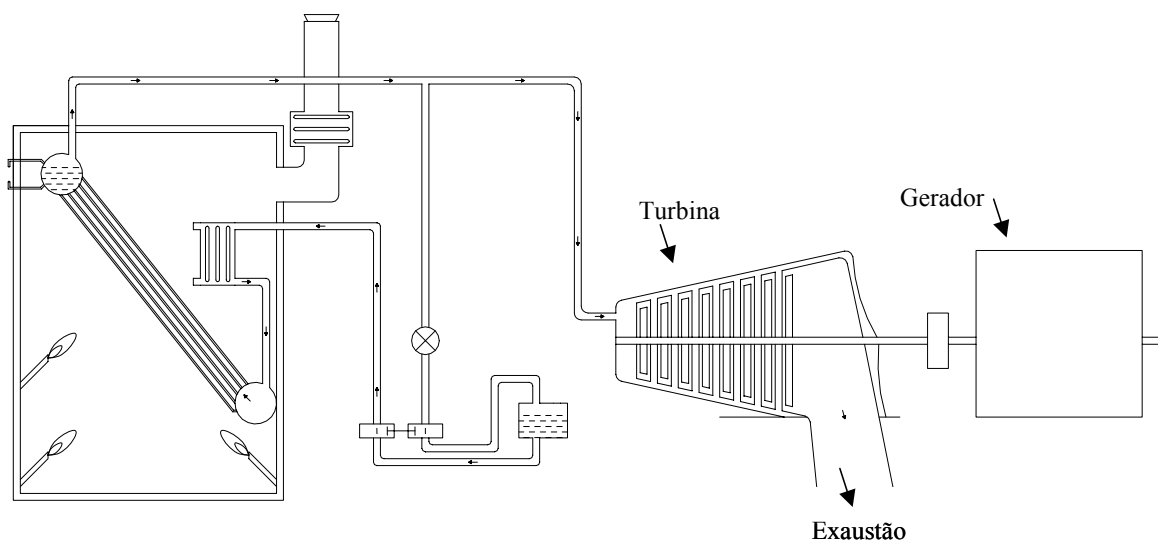


Figura 2.11 – Esquema da caldeira + turbina.

Analisando a figura, questiona-se o que deve ser feito com o vapor proveniente da exaustão, pois este ainda apresenta uma temperatura elevada que poderia ser utilizada de algum modo.

Há um meio muito mais eficiente de se utilizar o vapor remanescente, do que liberá-lo diretamente para a atmosfera. Este método consiste na criação de vácuo na zona de exaustão da turbina.

Sabe-se que o meio externo da turbina está sujeito a uma pressão atmosférica a qual, no nível do mar, atinge aproximadamente $10^5 Pa$. Para que seja possível a exaustão, o vapor deverá vencer esta resistência sendo necessário o dispêndio de certo trabalho. Supondo que, de alguma maneira seja possível eliminar a parcela relativa à pressão atmosférica onde ocorre a expansão da turbina, o ciclo poderia desenvolver maior potência para a mesma quantidade de vapor, ou mesma potência para menor quantidade de vapor. Em ambos os casos, a turbina apresentaria maior rendimento.

Para melhor entender esta idéia é necessário conhecer alguns fatos sobre vapor. Vapor é água aquecida à temperatura de $100^\circ C$ quando submetida à pressão de um atmosfera. Se a água estiver em um reservatório fechado como uma caldeira, a temperatura na qual se verifica a vaporização será maior. Em qualquer caso, o volume de vapor produzido será muito maior que aquele da água que deu origem. Como exemplo, sob pressão atmosférica, $0,5 kg$ de vapor ocupa um volume de $1 m^3$. Se subitamente, o vapor for resfriado, este se condensa, transformando-se em $0,5 kg$ de água, que toma um espaço 50 vezes menor do que o volume original de vapor. Desta maneira, a maior parte do interior não está sendo ocupada, o que cria um vácuo em 99% do volume total. Portanto, é adaptado, na extremidade inferior da turbina, um invólucro no interior do qual existe um grande número de tubos de diâmetro reduzido, conforme mostrado na figura 2.12.

Capítulo 2 – Centrais Térmicas

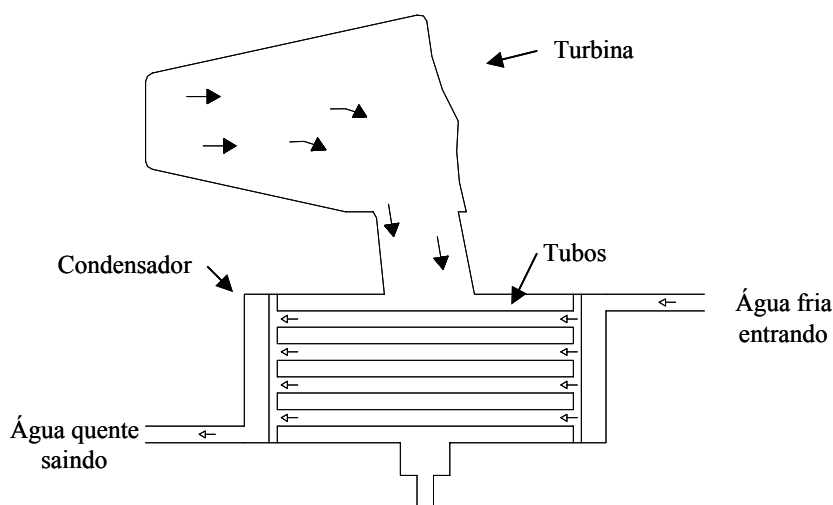


Figura 2.12 – Esquema do condensador.

Com este tipo de arranjo, o vapor procedente da turbina entra em contato com a superfície dos tubos frios, cedendo calor à água que circula no interior dos tubos. Isto provoca uma queda de temperatura do vapor, acarretando a condensação, ao mesmo tempo em que cria um vácuo no interior do invólucro.

Tecnicamente o dispositivo destacado chama-se condensador. Seus propósitos principais são possibilitar o estabelecimento de um vácuo na região de exaustão da turbina e conter o condensado de modo que este possa ser novamente bombeado para a caldeira.

Deste modo o ciclo se mostra fechado, conforme descrito na figura 2.13. O vapor produzido na caldeira flui, através da linha de alta pressão até a turbina. Na turbina, ele passa sucessivamente através dos vários estágios, perdendo pressão em cada um deles e produzindo trabalho mecânico nas palhetas do rotor. A turbina, por sua vez, aciona um gerador o qual produz eletricidade. Na saída da turbina, em sua parte inferior, o vapor entra no condensador, onde se dá a condensação total após o contato com o feixe tubular através do qual se estabelece um fluxo de água de resfriamento.

Naturalmente, durante a operação do sistema ocorrem perdas através dos componentes como, por exemplo, válvulas, mancais de bombas, etc. Para se restabelecer tais perdas uma pequena quantidade de água deve ser introduzida no sistema. Esta quantidade de água é chamada de água de compensação.

A eficiência da turbina não depende da natureza do elemento que a aciona, seja este vapor, gás ou ar comprimido, mas sim da diferença de temperatura de entrada e de exaustão, de acordo com o rendimento de Carnot mostrado no item 2.1.3. Isto justifica a presença de condensador no ciclo, pois este diminui a temperatura de exaustão. É evidente que, com a inclusão do condensador há necessidade do bombeamento de água, o que consome certa quantidade de energia. Mesmo assim a participação do condensador no ciclo é viável, pois a energia gasta para mover as bombas é menor do que a que se ganha com a inserção do elemento.

Capítulo 2 – Centrais Térmicas

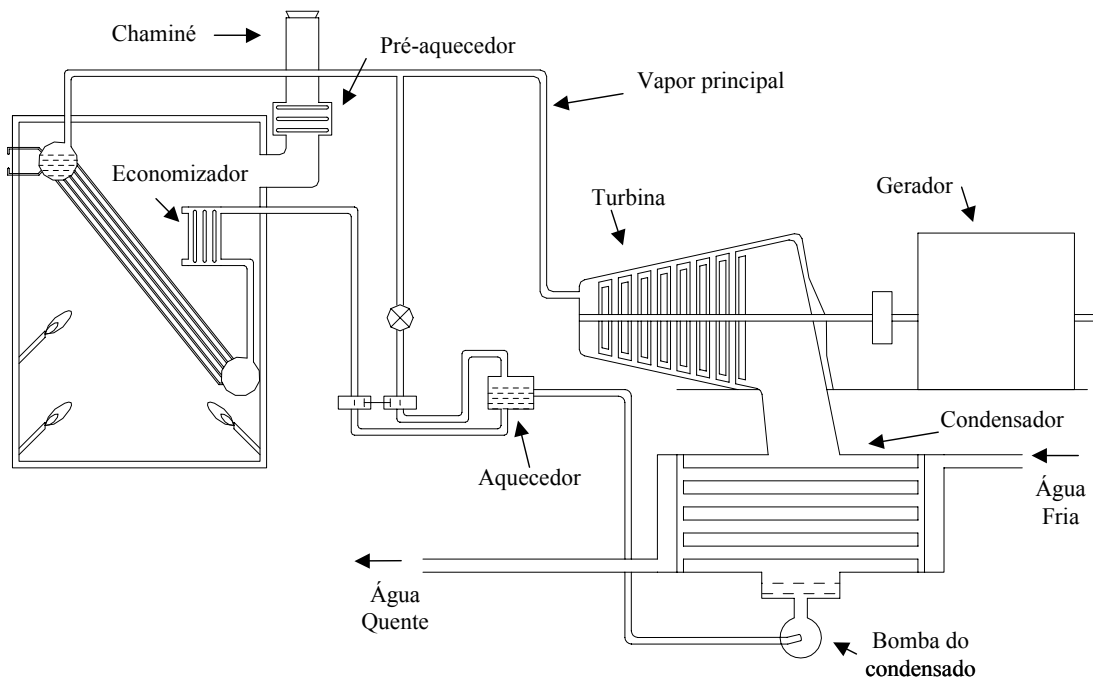


Figura 2.13 – Ciclo fechado.

Caldeiras modernas operam com pressões na ordem de 120 a 160 atm, requerem água de alimentação na temperatura de aproximadamente 250°C. Conforme mencionado, a diferença de temperatura da água de alimentação não deve ser alta, de forma que não haja problema com o material que constitui os tubos.

Para aquecer a água de alimentação pode-se utilizar o vapor principal gerado na caldeira, mas isto se tornaria antieconômico. Uma solução mais satisfatória consiste em utilizar o vapor extraído de estágios intermediários da turbina, pois esta quantidade de vapor seguiria até o condensador onde sua energia térmica seria perdida para o fechamento do ciclo, este processo é conhecido como extração de vapor. Sendo assim, é possível aquecer a água de alimentação da caldeira, não havendo perdas, pois a água de alimentação absorverá o calor.

É possível fazer várias extrações em mais de um estágio na turbina, mas deve ser estipulado um limite econômico para o número destas extrações. Outra medida que regula a quantidade de vapor extraído se deve ao rendimento do ciclo, pois se houver uma grande quantidade de vapor extraída do ciclo, não passando pelo condensador, o rendimento diminui. Para isso é necessário o cálculo de uma quantidade ótima de vapor extraído, sendo esta por volta de 20 a 30% do vapor admitido na turbina. A figura 2.14 apresenta o ciclo com a inserção da extração.

Para se ter um aumento na eficiência do ciclo, torna-se importante a inserção de um ventilador forçado que faz com que o ar proveniente da atmosfera passe através do pré-aquecedor. O ar atmosférico, que está em temperatura ambiente, ganha calor e chega na caldeira com certa quantidade de energia. Estes ventiladores são chamados de forçados.

Capítulo 2 – Centrais Térmicas

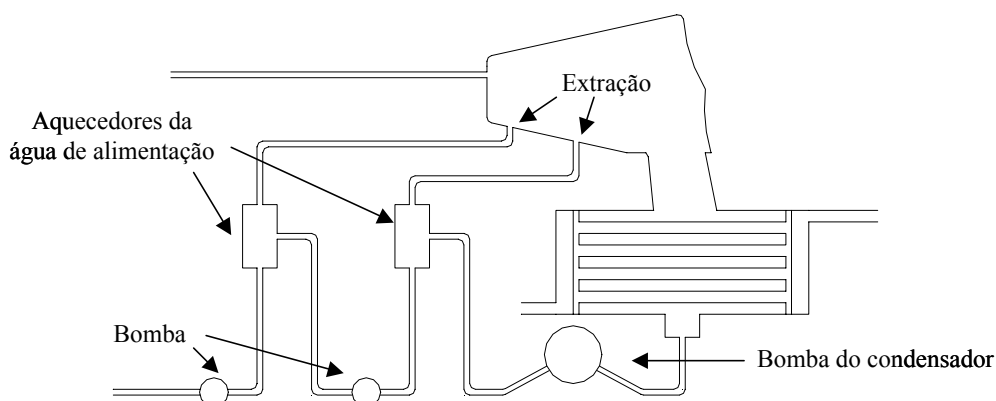


Figura 2.14 – Extração de vapor.

Outro elemento importante que compõe o ciclo é o superaquecedor, cuja finalidade é elevar a temperatura do vapor acima daquela que o mesmo foi produzido. Os superaquecedores são constituídos por feixes de tubos dispostos ao longo do percurso dos gases. Após o vapor ter sido gerado e coletado no tambor, ele passa através dos tubos de superaquecimento, sendo assim aquecido a uma temperatura superior àquela associada à pressão que o mesmo foi produzido.

O vapor superaquecido apresenta duas vantagens com relação ao vapor saturado contido no tambor. Primeiramente, possui maior energia, ou seja, maior capacidade de produzir trabalho. Por ser superaquecido, torna-se menos provável se condensar nos últimos estágios da turbina. Além disso, em unidades de alta potência, o vapor é reaquecido em uma segunda etapa e passa pelos outros estágios da turbina.

Com este arranjo, o vapor coletado da caldeira, passa posteriormente pelo superaquecedor, sendo então conduzido à turbina. Depois de percorrido o primeiro estágio o vapor é levado de volta à caldeira onde é reaquecido e novamente retorna à turbina em um estágio de menor pressão. Por fim é admitido no condensador e enviado à caldeira, fechando o ciclo. A idéia é ilustrada na figura 2.15.

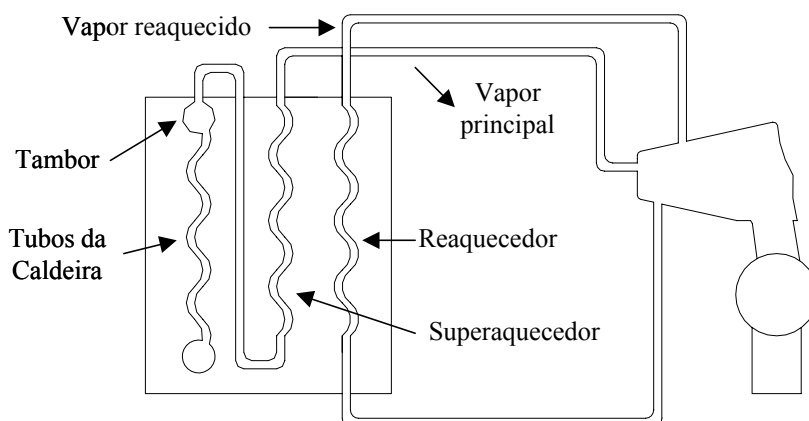


Figura 2.15 – Ciclo com reaquecimento.

Entre os estágios de aquecimento da água de alimentação aparece um dispositivo chamado desaerador, cuja finalidade é eliminar para a atmosfera os gases não condensáveis existentes no ciclo. Tem-se como exemplo o oxigênio dissolvido na água do ciclo, que quando submetido a altas pressões e temperaturas, se torna extremamente corrosivo, necessitando ser eliminado pelo desaerador.

A necessidade do tratamento químico da água é importante para que sejam preservados os componentes internos do ciclo, pois a altas pressões e temperaturas qualquer impureza pode ocasionar uma série de danos. Devido a constante circulação do fluido em todo o ciclo, a água da caldeira tende a apresentar uma concentração gradativa de impurezas. Com a finalidade de manter esta concentração abaixo de um valor máximo permissível, torna-se necessário periodicamente fazer uma drenagem de parte da água contida no tambor, sendo tal quantidade repostada com água tratada. Esta operação é chamada de purga contínua.

Complexo como possa parecer, a figura 2.13, que representa um ciclo a vapor, está ainda bastante simplificada, pois uma usina térmica possui um grande número de equipamentos. Entretanto, este item teve a intenção de expor os principais equipamentos do ciclo a vapor, mostrando seu papel dentro do processo de geração de energia.

2.3 Descrição dos Componentes

Este item mostra os principais componentes da central térmica a vapor operando isoladamente.

2.3.1 Componentes do gerador de vapor

A caldeira, ou gerador de vapor é um conjunto de componentes que tem a função de transformar a água em vapor superaquecido.

O vapor gerado nas paredes de água é isolado no tambor onde segue através dos superaquecedores, primários e secundários, para o primeiro estágio de pressão da turbina. Este então entra novamente na caldeira para o reaquecimento, onde o nível de energia é aumentado. O vapor segue através dos outros estágios da turbina até o condensador onde é bombeado para o reinício do processo, finalizando o ciclo.

A seguir é feita uma descrição mais detalhada dos componentes do gerador de vapor.

a) Fornalha

A fornalha tem a função de fornecer uma barreira física para o processo de combustão. As paredes são formadas por tubos cheios de água, ou por paredes d'água. Estas em seu interior

Capítulo 2 – Centrais Térmicas

absorvem, através da radiação, o calor gerado pela combustão, gerando uma mistura de água e vapor. Esta mistura de água e vapor circula por meio convencional ou devido à presença de bombas de circulação.

Seu tamanho é determinado pela capacidade de produção de vapor e pelas características do combustível e a disponibilidade de calor na fornalha é controlada pela entrada de combustível. O calor fornecido pelo combustível é baseado no máximo valor de combustão somado ao calor do ar de entrada. A quantidade de calor sofre uma redução devido à evaporação da água do combustível formado pelo hidrogênio presente no processo e ocorre perda de calor devido à radiação na fornalha e a convecção através das paredes d'água.

A superfície de radiação efetivamente projetada é a área total projetada dos planos que passam pelo centro de todas as paredes do forno, pelas tubulações do teto e chão, mais a área do plano que passa perpendicularmente ao fluxo de gás, onde os gases da fornalha alcançam o primeiro processo de convecção com a superfície do superaquecedor e rea aquecedor.

A temperatura de exaustão do gás é determinada primeiramente entre a razão do calor disponível e a área de superfície de radiação efetivamente projetada. As temperaturas de saída do forno alcançam uma faixa de 900 a 1100° C .

b) Tambor

O tambor é um recipiente onde existe a interação entre água e vapor na caldeira, e ratifica um ponto conveniente para a adição de substâncias químicas e a remoção de sólidos dissolvidos no sistema de água de admissão e vapor. O tambor também contém equipamentos para remover líquidos do vapor, pois este poderá causar prejuízos à turbina conforme descrito anteriormente. Em grandes caldeiras a pressão do vapor no tambor varia de 19 a 20 MPa .

O tambor também funciona como reservatório para o vapor, isto é devido à necessidade da turbina requerer maior quantidade de vapor quando ocorre algum tipo de perturbação.

Uma alternativa ao projeto do tambor é a utilização do *once-through*. Este dispositivo faz com que não ocorra contato entre a água de alimentação e o vapor gerado.

c) Bombas de circulação

São bombas que forçam a circulação da mistura de água e vapor através das paredes de água da fornalha. As caldeiras podem ser projetadas com circulação natural ou com circulação forçada. O uso de circulação forçada permite o uso de diâmetros menores de tubos nas paredes da caldeira, desde que a queda de pressão em um tubo menor possa ser compensada pelas bombas de circulação. Os diâmetros menores também permitem paredes mais finas da tubulação.

A principal consideração de projeto para o sistema de circulação forçada é a capacidade de

evitar a operação de carga total da caldeira com uma bomba de circulação fora de serviço.

d) Superaquecedor

São superfícies que absorvem calor e têm a finalidade de elevar a temperatura de vapor acima do seu ponto de saturação, fornecendo-o para o primeiro estágio da turbina. O calor transferido para a superfície do superaquecedor pode ser efetuado através de radiação de calor irradiada pela fornalha ou através das passagens de convecção. O superaquecedor é formado por um conjunto de tubos espaçados, onde estes são selecionados com base na temperatura que suportam durante a operação. A distância entre os tubos é relacionada com a temperatura do fluxo de calor, sendo que quanto maior a temperatura, maior é o espaçamento dos tubos.

Fabricantes de geradores de vapor têm desenvolvido materiais que compõem os tubos, baseados nas características de oxidação do metal, para suportarem temperaturas limites. Estas podem variar de $400^{\circ}C$ do aço-carbono para $700^{\circ}C$ da liga de aço.

Os bancos de tubulação do superaquecedor obedecem a um critério de distância. A máxima distância permite que a radiação de calor alcance satisfatoriamente os tubos que estão no meio do banco, e a mínima distância permite o acesso à manutenção.

e) Reaquecedor

É uma superfície de transferência de calor utilizada para aumentar a temperatura do fluxo de vapor que foi utilizado para mover a turbina de alta pressão (ou turbina de extra alta pressão, dependendo da configuração). Como o superaquecedor, o calor transferido para a superfície do reaquecedor pode ser através da radiação e convecção. A superfície radiante do reaquecedor pode ser uma parede que transfere calor para superfície ou pode ser um “pendente” de calor transferido para a superfície. Uma parede de radiação do reaquecedor pode ser montada em frente e/ou ao lado das paredes do forno superior. O tipo pendente de superfície de transferência de calor é pendurado no teto da fornalha.

O espaçamento dos tubos do reaquecedor, o material utilizado e o critério de distância dos bancos de tubulação são os mesmos apresentados para o superaquecedor.

f) Economizador

O economizador utiliza o calor transferido por convecção e reaproveita a energia que sobrou dos processos de transferência de calor (superaquecedor, reaquecedor). Esta energia é utilizada para minimizar a diferença entre a temperatura de saturação e a temperatura da água de alimentação, aquecendo a última.

Um outro tipo de economizador é o *stack loss*, este aquece o combustível gasoso e é um recuperador de calor localizado na última seção de aquecimento da caldeira.

g) Pré-aquecedores de ar

Os gases de exaustão, mesmo após passarem por todo o processo, ainda contêm uma quantidade significativa de calor. A função do pré-aquecedor é a de aumentar a temperatura do comburente e retirar toda a umidade possível deste ar para que ocorra um acréscimo na eficiência do processo.

h) Queimadores

São equipamentos que fazem a mistura ar/combustível para que a combustão ocorra com eficiência. São localizados dentro da fornalha e por isso devem ser constituídos de substâncias com alto grau de suportabilidade térmica. Há dois tipos de configuração de queimadores utilizados amplamente nas caldeiras: o queimador de parede de chama e o queimador de canto ou queimador tangencial.

i) Atemperadores do superaquecedor e do reauecedor

São aparelhos usados nos superaquecedores e reauecedores para misturar água ao vapor. Este procedimento reduz a temperatura do vapor, controlando o processo.

2.3.2 Componentes da turbina

Uma turbina a vapor é composta fundamentalmente por um rotor apoiado em mancais, onde estão localizadas as pás (palhetas) móveis, de uma carcaça (invólucro), dentro do qual gira o rotor. Nas turbinas ocorre a transformação da energia potencial do vapor em energia cinética devido a expansão do vapor através dos bocais. Esta energia é então transformada em energia mecânica de rotação devido à força do vapor que atinge as pás rotativas.

A energia nas pás móveis fixadas ao eixo produz a rotação da turbina, e conseqüentemente, trabalho de eixo que será convertido em potência elétrica no gerador. Em essência, é uma máquina que transforma a energia térmica do vapor, medida na forma de entalpia, em trabalho mecânico útil.

a) Válvulas

As principais válvulas associadas à turbina a vapor estão dispostas na figura 2.16. Suas funções e características são apresentadas a seguir.

Capítulo 2 – Centrais Térmicas

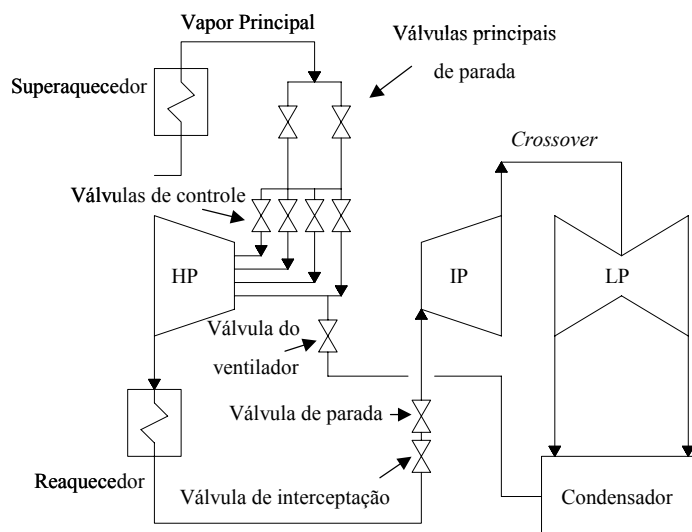


Figura 2.16 – Válvulas da turbina a vapor.

Válvulas principais de parada (MSV)

Estas válvulas também são chamadas de válvulas de estrangulamento. A função primária das válvulas de parada é de prover uma proteção de *backup* para a turbina a vapor quando não há atuação das válvulas de controle. A energia contida no vapor principal pode rapidamente causar uma sobrevelocidade, acarretando problemas à turbina. As válvulas de parada são também fechadas em distúrbios após ocorrer o fechamento das válvulas de controle.

A função secundária das válvulas de parada é de prover o controle do vapor estrangulado durante a partida. Tipicamente, as válvulas de parada possuem uma válvula interna de *bypass* que permite o controle do vapor estrangulado quando a turbina está com 15 a 25% da carga. Durante este tempo de partida, as válvulas de controle principal são totalmente abertas e as válvulas de *bypass* são usadas para controle do fluxo de vapor. As válvulas principais de parada de vapor podem ser montadas separadamente ou no recipiente de armazenamento de vapor.

Válvulas principais de controle do vapor (CV)

O fluxo de vapor proveniente das válvulas de parada vai para as válvulas de controle principal ou válvulas de regulação. A função primária das válvulas de controle é de regular o fluxo de vapor para a turbina e assim controlar a potência gerada mantendo-a dentro das condições próprias para uso. As válvulas de controle são responsáveis pelo desligamento primário do vapor na turbina quando ocorrem perturbações.

As válvulas de controle são normalmente montadas no recipiente de vapor que recebe vapor das válvulas de parada. Em algumas unidades as válvulas de controle e de parada estão diretamente conectadas, sendo que as válvulas de parada localizam-se antes das válvulas de controle.

Válvulas de interceptação (IV) e válvulas de parada do vapor reaquecido

O vapor reaquecido que flui através do encanamento do reaquecedor passa pelas válvulas de interceptação e pelas válvulas de parada do vapor reaquecido. As válvulas de parada do vapor reaquecido oferecem proteção de *back up* para a turbina a vapor no caso de um distúrbio da rede e falha da válvula de interceptação. A válvula de interceptação controla a velocidade durante grandes variações de carga e desligamentos, deste modo protege a turbina da sobrevelocidade destrutiva e pode melhorar a estabilidade de um sistema elétrico de potência.

A necessidade destas válvulas se deve a uma grande quantidade de energia disponível no vapor na turbina de alta pressão, no encanamento de reaquecimento e no reaquecedor. Sob grandes variações de carga, a válvula de controle principal começa a fechar o controle de velocidade, entretanto a energia presente no vapor após a válvula de controle principal pode ser suficiente para causar sobrevelocidade. Este tal vapor pode expandir-se através das turbinas de média e baixa pressão para o condensador entregando mais potência que o necessário, causando assim sobrevelocidade na turbina. As válvulas de interceptação são usadas para estrangular o fluxo de vapor para a turbina de pressão intermediária controlando assim a velocidade.

Durante o desligamento da unidade, uma condição similar pode ocorrer, e as válvulas de interceptação são usadas para controlar a velocidade abaixo destas condições e tanto a válvula de parada do vapor reaquecido quanto a válvula de interceptação se fecham, prevenindo que o vapor proveniente do reaquecedor entre na turbina de pressão intermediária. Durante operações normais, os dois tipos de válvulas ficam completamente abertos com o controle de velocidade sendo feito somente pelas válvulas de regulação.

As válvulas de controle (CV) e de interceptação (IV) também podem ser usadas na ocorrência de um distúrbio em um sistema elétrico de potência. A atuação deste tipo de sistema de controle é conhecida por Fast Valving (FV) será abordada mais adiante no capítulo 5.

Válvulas de ventilação

Durante a ocorrência de sobrevelocidade na turbina e subsequente saída de operação, as palhetas da turbina de alta pressão estão sujeitas a deslocamentos de ar prejudiciais que provocam aquecimento. O aquecimento em combinação com o *stress* causado pela sobrevelocidade podem danificar a turbina de alta pressão. Para que este fato não ocorra, a válvula de ventilação é providenciada para sangrar o vapor para o condensador. A ação de sangramento desvia o vapor da turbina de alta pressão, mantendo a temperatura dentro dos limites aceitáveis para prevenir fadigas devido ao deslocamento de ar.

b) Seções da turbina

Seções de alta e média pressão

O fluxo de vapor nos estágios de alta e média pressão possui pressão e temperatura elevadas e são separados por um revestimento que elimina a necessidade de selagem entre as seções. As

pás estacionárias são direcionadas no caminho do vapor que sofre uma queda de pressão, aumentando assim sua velocidade, direcionando-o para o próximo conjunto de palhetas rotativas. O anel de palhetas tem extratores de vapor para providenciar o aquecimento da água de alimentação.

O vapor entra na turbina de alta pressão pela válvula de controle principal. Após feito o controle, o vapor entra na câmara da turbina, onde é expandido através do conjunto de bocais. Este golpeia as pás estacionárias fazendo-as girar e segue para outro conjunto de palhetas nos estágios remanescentes da turbina de alta pressão. Cada câmara do bocal é suprida de vapor por uma válvula de controle. Para a seção de média pressão, o vapor que vem do reaquecedor é introduzido na câmara dos bocais onde realiza o mesmo procedimento que no caso de alta pressão. No caso de configurações onde há duplo reaquecimento, há introdução na turbina da seção de extra-alta pressão. Neste caso esta seção recebe o vapor das válvulas de controle, e as outras seções recebem o vapor reaquecido.

Seção de baixa pressão

Da mesma forma que as outras, a seção de baixa pressão possui anéis, cilindros e selagens. O vapor proveniente da seção intermediária caminha através de dutos chamados *crossover piping*. Estes chegam à câmara que dão acesso aos bocais da turbina de baixa pressão. As palhetas que recebem o vapor são maiores do que as das outras seções, pois o vapor já não possui grande pressão. A saída da turbina é exposta ao vácuo do condensador. Para prevenir sobrepressão no material devido ao vácuo no condensador, há revestimentos especiais compostos de diafragmas ou discos de ruptura no topo do revestimento. Como nas outras seções, ocorre a extração para aquecer a água de alimentação.

2.3.3 Sistema do condensado e água de circulação

Este sistema nada mais é do que o conjunto de todos os aparelhos que estão compreendidos entre a caldeira e a turbina, por onde circula a água já condensada.

Ao sair da turbina o vapor é condensado, criando uma zona de baixa pressão na exaustão da turbina. A água que foi condensada passa por uma bomba e é descarregada no desaerador, onde há eliminação de gases inconvenientes para o processo. A água de alimentação recebe compensação e também vapor extraído da turbina para entrar na caldeira e completar o ciclo.

a) Condensador

O condensador é o órgão que em uma instalação térmica recebe o vapor já utilizado pela turbina e o condensa. Com isso ele preenche suas duas funções primordiais:

- *reduzir o valor da contra-pressão que, em uma instalação com turbina, tem grande influência no rendimento do ciclo térmico;*

- *permitir que o vapor tenha um ciclo fechado independente, acarretando assim em uma grande economia no custo de instalação.*

Existem vários tipos de condensadores, mas em todos deve haver um elemento refrigerador, em geral água, conhecido por água de circulação, e que em hipótese alguma pode faltar na instalação. A água de circulação não poder ser misturada ao vapor proveniente da turbina, pois apresenta muitas impurezas para ser utilizada como alimentador de água da caldeira.

Para condensar o vapor deve-se retirar calor do mesmo (calor latente de vaporização), isto pode ser feito misturando o vapor diretamente à água de circulação, este tipo de condensador é chamado de condensador de mistura. Outro tipo de condensador é o que retira o calor do vapor através de contato físico com uma superfície, a este dá-se o nome de condensador de superfície.

Os condensadores onde há mistura de vapor com a água de circulação apresentam desvantagens de terem de ser purificados. Já os condensadores de superfície são mais difundidos, pois ao se colocar o vapor em contato com a superfície de tubos resfriados evita-se a contaminação dos condensados.

A razão de se manter o circuito de vapor fechado está no alto grau de pureza que deve possuir a água de alimentação da caldeira. Reutilizando o condensado, os vapores já utilizados podem ser injetados novamente ao ciclo, evitando a necessidade de utilização de uma estação de tratamento grande.

b) Sistema de água de circulação

Um sistema de água de circulação consiste em uma tomada de água, localizada de tal modo a obter a água tão limpa e fria quanto possível. Na tomada de água, a mesma passa por telas fixas e giratórias, a fim de se reter impurezas em suspensão. Logo após é bombeada pela tubulação de fornecimento de água para o condensador, onde resfria o vapor que sai da turbina. A água se distribui pelos tubos do condensador, sai do mesmo passando pela tubulação de descarga do condensador, vai até o poço de selagem onde transborda e é descarregada.

c) Bomba de condensado

Esta bomba tem por finalidade sugar a água do poço quente do condensador e descarregar no desaerador. Toda unidade deverá ser equipada com duas bombas de condensado, cada uma com capacidade de atender sozinha a unidade à plena carga. Enquanto uma bomba está em serviço, a outra permanece na reserva, devendo estar sempre em condições de pronto funcionamento.

d) Desaerador

A água natural contém em si gases provenientes do ar que são o oxigênio (O_2) e o gás carbônico (CO_2) que lhe dão teor de acidez. Esses gases, mesmos dissolvidos na água, não reagem quimicamente com ela, e se tornam cada vez menos solúveis, com o aumento da temperatura. Isto faz com que os gases sejam retirados com mais facilidade à medida que a temperatura aumenta.

Se os devidos cuidados não forem tomados e a água contendo os gases for encaminhada até a caldeira, o O_2 e o CO_2 estimularão processos de corrosão internos.

Devido aos fatos apresentados, cuidados com a água de alimentação devem ser tomados, com o objetivo de se retirar os gases. Tal eliminação é obtida pelo processo de desaeração, que nada mais é do que o aquecimento da água utilizando vapor sangrado na turbina para eliminação dos gases inconvenientes. A operação é feita em um aparelho conhecido como desaerador.

e) Sistema de alimentação

É constituído pela bomba de alimentação, que fornece água para a caldeira, e pela válvula de alimentação. A válvula de alimentação é controlada automaticamente pelo indicador do nível do tambor, portanto, ela fecha-se ou abre-se aos poucos conforme o nível do tambor varia.

Na bomba de alimentação deve ser mantido um fluxo no mínimo de 25% do total, por esta razão, esta bomba possui uma válvula de recirculação que mantém este fluxo quando a válvula de alimentação permitir a passagem de um fluxo menor que 25%.

f) Evaporador

Para a boa conservação da caldeira, o tipo de água nela utilizada é de importância primordial. Uma maneira de se obter água pura é fazer com que a mesma seja destilada e o equipamento utilizado para este fim é o evaporador.

No caso da água, a destilação visa separar as impurezas sólidas em solução ou suspensão. A destilação é considerada o processo mais eficiente para eliminação das impurezas da água e a necessidade de se fazer o tratamento da água deve-se aos vazamentos ocorridos durante o processo. A água introduzida para substituir as perdas do ciclo é chamada de água de compensação, quantia correspondente de 1 a 4% da água utilizada no ciclo, devido às seguintes perdas:

- *perda por vazamento nas gaxetas;*

Capítulo 2 – Centrais Térmicas

- *perda através das válvulas de segurança;*
- *perda do vapor que é utilizado nos sopradores de fuligem;*
- *perdas em suspiros, certas drenagens, e extrações de fundo da caldeira.*

2.3.4 Sistemas auxiliares

As turbinas a vapor possuem outros sistemas não citados, mas de significativa importância para o funcionamento do ciclo. Estes são:

- *sistema de combustível;*
- *sistema de selagem;*
- *sistema de tratamento de água;*
- *sistema de lubrificação dos mancais.*

3 Dinâmica de Sistemas

A dinâmica de sistemas lida com a modelagem matemática de sistemas dinâmicos e análise de suas respostas com o intuito de compreender sua natureza e melhorar o seu desempenho. Geralmente esta análise é feita através de simulações, mas existe toda uma teoria matemática desenvolvida para que este tipo de análise possa ser feito.

Através dos conceitos apresentados pode-se obter a resposta no domínio do tempo de cada componente operando de forma isolada. A partir destas avaliações determinam-se os parâmetros corretos para assegurar um estado estável, tanto em regime normal de operação, quanto para um estado transitório.

Este capítulo começa com a definição de alguns termos que devem ser compreendidos quando se lida com sistemas dinâmicos, logo após, o item 3.2 trata da modelagem de sistemas dinâmicos através de variáveis de estado. O item 3.3 introduz o conceito de transformada de Laplace, que é a principal ferramenta utilizada para a modelagem de sistemas dinâmicos e apresenta algumas de suas propriedades. O item 3.4 fala sobre a representação de sistemas dinâmicos através de funções de transferência e diagramas de bloco.

3.1 Definições Básicas

Sistemas

Um sistema é uma combinação de componentes agindo em conjunto a fim de representar um objetivo comum. Um componente é um objeto único do sistema. O sistema é dito dinâmico se suas saídas atuais dependem de entradas que ocorreram em um tempo passado; já se sua saída atual depende somente de sua entrada atual, o sistema é conhecido como sistema estático. A saída de um sistema estático permanece constante se sua entrada não varia.

Em um sistema dinâmico, a saída muda de acordo com a variação de tempo se o mesmo não estiver em estado de equilíbrio.

Modelos Matemáticos

Qualquer tentativa de se projetar um sistema deve começar com previsões de seu comportamento antes que o mesmo seja realmente projetado e construído. Tais previsões são baseadas na descrição das características dinâmicas do sistema e esta descrição é chamada de *modelo matemático*. O modelo matemático de sistemas físicos geralmente é feito através de equações ou sistemas de equações algébrico-diferenciais.

Equações Diferenciais Lineares e Não-Lineares

As equações diferenciais lineares podem ser classificadas como não-variantes e variantes no tempo.

Capítulo 3 - Dinâmica de Sistemas

Uma equação diferencial linear com coeficientes constantes é aquela em que as variáveis dependentes e suas derivadas aparecem como combinações lineares. Um exemplo de tal tipo de equação é:

$$\frac{d^2y}{dt^2} + 5\frac{dy}{dt} + 10y = 0 \quad (3.1)$$

Desde que todos os coeficientes de todos os termos sejam constantes, uma equação diferencial linear, não-variante, é também chamada de equação diferencial linear a coeficientes constantes.

No caso de uma equação diferencial linear, variante no tempo, as variáveis dependentes e suas derivadas aparecem como combinações lineares, mas um ou mais coeficientes variáveis podem aparecer nas variáveis independentes. Um exemplo deste tipo de equação é:

$$\frac{d^2y}{dt^2} + (1 - \cos 2t)y = 0 \quad (3.2)$$

Deve-se lembrar que para a equação ser linear ela não deve conter potências, outros tipos de funções ou produtos de variáveis dependentes e derivadas de variáveis dependentes.

Uma equação diferencial é não-linear se apresentar não linearidades que envolvam suas variáveis dependentes e suas derivadas. São exemplos:

$$\frac{d^2y}{dt^2} + (y^2 - 1)\frac{dy}{dt} + y = 0 \quad e \quad \frac{d^2y}{dt^2} + \frac{dy}{dt} + y + y^3 = \sin \omega t \quad (3.3)$$

Sistemas Lineares e Sistemas Não-Lineares

Para um sistema ser linear, as equações que o constituem devem ser lineares e a mais importante propriedade deste tipo de sistemas é que o princípio da superposição pode ser aplicado. Este princípio estabelece que a resposta produzida pela aplicação, por exemplo, de duas funções forçantes simultâneas diferentes é a soma individual das duas respostas.

Em sistemas não-lineares o princípio da superposição não é aplicável. Na maioria das vezes achar a sua solução é muito complicado e, geralmente, é necessário fazer uma linearização próxima de um ponto de operação [Ogata, 97].

3.2 Modelagem Matemática em Equações de Estado

As tendências modernas de análise de sistemas dinâmicos dirigem-se cada vez mais para maior complexidade, devido principalmente aos requisitos de tarefas complexas e de alta precisão. Sistemas complexos podem possuir múltiplas entradas e múltiplas saídas, além de poderem ser lineares ou não-lineares e ainda invariantes ou variantes no tempo.

Uma ferramenta poderosa para se lidar com tais sistemas é a de espaço de estados, que é baseada no conceito de estado e vem sendo usada há um longo tempo no ramo de dinâmica de sistemas. Uma grande vantagem é a combinação do conceito de estado com a alta capacidade e alta velocidade de resolução de equações diferenciais em computadores digitais.

Algumas definições importantes sobre os conceitos de estado, variáveis de estado, vetor de estado e espaço de estados são dadas a seguir.

Estado

O estado de um sistema é o conjunto mínimo de números ou variáveis, as variáveis de estado, que contêm informações suficientes sobre a história passada do sistema e que permite calcular todos os estados futuros do mesmo – assumindo que todas as entradas e equações (laços e elos de interações) que descrevem o sistema sejam bem conhecidas.

Variáveis de Estado

As variáveis de estado de um sistema dinâmico são as variáveis que compõem o menor conjunto de variáveis que determinam o estado do mesmo. Se pelo menos n variáveis x_1, x_2, \dots, x_n são necessárias para descrever completamente o comportamento de um sistema dinâmico (uma vez que a entrada é dada para $t \geq t_0$ e o estado inicial em $t = t_0$ é especificado, o estado futuro do sistema é completamente determinado), então tais n variáveis são um conjunto de variáveis de estado. É importante lembrar que variáveis que não representam quantidades físicas também podem ser escolhidas como variáveis de estado.

Vetor de Estados

Se n variáveis de estado são necessárias para completamente descrever o comportamento de um dado sistema, então estas n variáveis podem ser consideradas n variáveis de um vetor de estados \mathbf{x} . Um vetor de estados determina unicamente o estado $\mathbf{x}(t)$ do sistema para qualquer tempo $t \geq t_0$, uma vez que o estado em $t = t_0$ é dado e a entrada $\mathbf{u}(t)$ para $t \geq t_0$ é especificada.

Espaço de Estado

O espaço n -dimensional cujos eixos coordenados consistem nos eixos x_1, x_2, \dots, x_n é chamado de espaço de estados. Qualquer ponto, descrito pelo vetor de estado $\mathbf{x}(t)$, pode ser representado no espaço de estados [Ogata, 97].

Capítulo 3 - Dinâmica de Sistemas

Na análise de espaço de estados deseja-se obter na forma de equações de estados o seguinte tipo de equação diferencial [Elgerd, 67]:

$$\frac{d^n y}{dt^n} + a_{n-1} \cdot \frac{d^{n-1} y}{dt^{n-1}} + \dots + a_1 \cdot \frac{dy}{dt} + a_0 \cdot y = b_m \cdot \frac{d^m u}{dt^m} + b_{m-1} \cdot \frac{d^{m-1} u}{dt^{m-1}} + \dots + b_1 \cdot \frac{du}{dt} + b_0 \cdot u \quad (3.4)$$

A equação (3.4) que é uma equação diferencial de ordem n pode ser decomposta em um sistema de n equações diferenciais de primeira ordem devido à inclusão de n novas variáveis, por exemplo, x_1, x_2, \dots, x_n , definidas por:

$$\begin{aligned} x_1 &= y \\ x_2 &= \dot{y} \\ &\vdots \\ x_n &= y^{(n-1)} \end{aligned} \quad (3.5)$$

A equação (3.4) pode, então, ser escrita na forma de um sistema de n equações diferenciais de primeira ordem:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= x_3 \\ &\vdots \\ \dot{x}_{n-1} &= x_n \\ \dot{x}_n &= -a_{n-1} \cdot y^{n-1} - \dots - a_1 \cdot \dot{y} - a_0 \cdot y + b_m \cdot u^m + b_{m-1} \cdot u^{m-1} + \dots + b_1 \cdot \dot{u} + b_0 \cdot u \end{aligned} \quad (3.6)$$

Uma outra forma de se escrever o conjunto de equações (3.6) é:

$$\dot{x}_i = f_i(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_m), \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (3.7)$$

Um sistema de equações diferenciais assim escrito é dito estar em sua forma normal reduzida. Deve-se lembrar que esta forma não é única, pois é possível encontrar diferentes conjuntos de n variáveis que resultem na forma da equação (3.7), com diferentes funções f .

É bom notar que quanto mais detalhado for o sistema, mais variáveis dependentes serão necessárias definir. Também é perfeitamente possível construir equações diferenciais que não possuam uma solução – certamente não uma única. Pode ser provado que tanto existência e

Capítulo 3 - Dinâmica de Sistemas

unicidade de soluções são garantidas se as funções f_i e suas derivadas parciais $\frac{\partial f_i}{\partial x_j}$ são definidas e contínuas para $i, j = 1, 2, \dots, n$, [Pontryagin, 62].

Assumindo que se tenha um sistema de equações diferenciais de ordem n que satisfaça estas condições, as características dinâmicas do sistema podem ser estudadas, por exemplo em um intervalo de 0 a t . Integrando a equação (3.7), obtém-se:

$$x_i(t) = x_i(0) + \int_0^t f_i(x_1, x_2, \dots, x_n; u_1, u_2, \dots, u_m) d\tau \quad (3.8)$$

A partir da equação (3.8) pode-se concluir que:

Cada uma das n variáveis definidas pode ser determinada a qualquer instante de tempo t se e somente se:

- Cada variável seja inicialmente conhecida (todas as n condições iniciais sejam especificadas);
- Todas as funções forçantes sejam especificadas dentro do intervalo de 0 a t .

Tendo em vista estes resultados, pode-se interpretar que as n variáveis independentes especificadas carregam informações completas do estado dinâmico do sistema. Inicialmente em $t=0$, o estado total do sistema pode ser expresso pelo conjunto das n condições iniciais. Sob a influência das m funções forçantes e as interações das equações, o estado do sistema mudará. O conjunto de estados atualizado a cada instante pode então ser obtido através de um sistema de equações iguais à equação (3.8) e em consequência destas interpretações o estado do sistema pode ser definido como um vetor n -dimensional $\mathbf{x}(t)$, que tem como seus componentes n variáveis de estado $x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)$, isto é:

$$\mathbf{x}(t) \triangleq \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

Um conjunto de equações como os da equação (3.7) pode ser escrito em uma forma muito compacta usando a notação vetorial, para isto torna-se necessária a definição de dois vetores sendo um o vetor m -dimensional das funções forçantes e um vetor n -dimensional que representa as funções f . Nesta notação um sistema de equações diferenciais pode ser escrito na forma vetorial como:

Capítulo 3 - Dinâmica de Sistemas

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (3.10)$$

Em sistemas onde f depende do tempo (variantes no tempo), a função vetorial \mathbf{f} é uma função explícita do tempo e uma notação para a equação (3.10) pode ser escrita na forma:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, t) \quad (3.11)$$

O sistema de equações diferenciais da equação vetorial (3.11), sendo linear, pode ser normalmente escrito na forma de equações matriciais de espaço de estados, e tem a forma:

$$\dot{\mathbf{X}}(t) = \mathbf{A}(t).\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}(t).\mathbf{u}(t) \quad (3.12)$$

$$\mathbf{Y}(t) = \mathbf{C}(t).\mathbf{x}(t) + \mathbf{D}(t).\mathbf{u}(t) \quad (3.13)$$

A equação (3.12) é chamada de equação de estado e a equação (3.13) de equação de saída.

As matrizes \mathbf{A} , \mathbf{B} , \mathbf{C} e \mathbf{D} são chamadas, respectivamente, de matriz de estado, matriz de entrada, matriz de saída e matriz de transmissão direta. Os vetores \mathbf{x} , \mathbf{u} e \mathbf{Y} são o vetor de estados, vetor de entrada e vetor de saída. A matriz de entrada \mathbf{B} e o vetor de entrada \mathbf{u} , em análise de sistemas de controle, são chamados de matriz e vetor de controle, respectivamente.

Os elementos do vetor de estado são as variáveis de estado, os elementos do vetor de entrada \mathbf{u} são as variáveis de entrada (se o sistema possui apenas uma variável de entrada o vetor \mathbf{u} é um escalar). Os elementos do vetor de saída \mathbf{Y} são as variáveis de saída, e o sistema pode possuir uma ou mais saídas como é mostrado no capítulo 4.

As dimensões das respectivas matrizes devem ser iguais às dimensões da figura 3.1, onde n indica o número de estados, m o número de entradas e r o número de saídas [Ogata, 00].

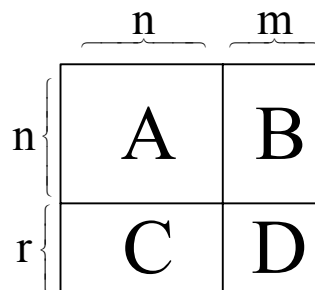


Figura 3.1 – Dimensões das matrizes.

3.3 Conceitos da Transformada de Laplace

Uma breve descrição da transformada de Laplace é proposta neste item. Se for necessário um conhecimento mais aprofundado pode-se consultar [Ogata, 97; DeRusso, 65].

3.3.1 Transformada de Laplace

A transformada de Laplace é um método operacional que pode ser usado de maneira vantajosa na solução de equações diferenciais lineares. Através da transformada de Laplace é possível converter equações diferenciais representadas no domínio do tempo, em equações algébricas de variável complexa s .

Uma vantagem do método da transformada de Laplace é que ele permite o uso de técnicas para prever o desempenho do sistema sem a necessidade de resolver as equações diferenciais que o descrevem, sendo uma ferramenta fundamental para modelagem matemática dos componentes de sistemas dinâmicos, dentre eles os sistemas elétricos de potência.

A transformada de Laplace de uma função $f(t)$ é dada pela equação (3.14):

$$L[f(t)] = F(s) = \int_0^{\infty} f(t) \cdot e^{-st} dt \quad (3.14)$$

Onde:

$f(t)$ = função da variável t tal que $f(t) = 0$ para $t < 0$;

s = variável complexa;

L = símbolo operacional de Laplace;

$F(s)$ = transformada de Laplace de $f(t)$.

A partir da equação (3.14), pode-se chegar às transformadas de diversas funções. A tabela 3.1 expõe as transformadas de Laplace mais comumente utilizadas.

Tabela 3.1 – Transformadas de Laplace.

$f(t)$	$F(s)$
Impulso unitário $\delta(t)$	1
Degrau unitário	$\frac{1}{s}$
t	$\frac{1}{s^2}$
$\frac{t^{n-1}}{(n-1)!}, (n=1,2,3,\dots)$	$\frac{1}{s^n}$
$t^n, (n=1,2,3,\dots)$	$\frac{n!}{s^{n+1}}$
$e^{-a.t}$	$\frac{1}{s+a}$
$t.e^{-a.t}$	$\frac{1}{(s+a)^2}$
$\frac{1}{(n-1)!} t^{n-1} e^{-at} (n=1,2,3,\dots)$	$\frac{1}{(s+a)^n}$
$t^n e^{-at} (n=1,2,3,\dots)$	$\frac{n!}{(s+a)^{n+1}}$
$\text{sen}(\omega t)$	$\frac{\omega}{s^2 + \omega^2}$
$\text{cos}(\omega t)$	$\frac{s}{s^2 + \omega^2}$
$e^{-at} \text{sen}(\omega t)$	$\frac{\omega}{(s+a)^2 + \omega^2}$
$e^{-at} \text{cos}(\omega t)$	$\frac{s+a}{(s+a)^2 + \omega^2}$

A transformada de Laplace de uma função $f(t)$ existe se a integral de Laplace da equação (3.14) convergir. A integral convergirá se $f(t)$ for seccionalmente contínua em todo o intervalo de tempo finito na faixa $t > 0$ e se ela for de ordem exponencial quando t tende ao infinito. Isto quer dizer que a função deverá convergir para um valor real, ou uma certa faixa de valores reais, quando o tempo tender ao infinito.

3.3.2 Teoremas da transformada de Laplace

a) Teorema da derivação real

A transformada de Laplace da derivada de uma função $f(t)$ é dada por:

$$L\left[\frac{df(t)}{dt}\right] = sF(s) - f(0) \quad (3.15)$$

Onde:

$f(0) =$ valor inicial de $f(t)$ avaliado em $t=0$;

A derivada de ordem n de $f(t)$, é obtida de modo semelhante:

$$L\left[\frac{d^n f(t)}{dt^n}\right] = s^n F(s) - s^{n-1} f(0) - s^{n-2} f'(0) - \dots - s f^{(n-2)}(0) - f^{(n-1)}(0) \quad (3.16)$$

b) Teorema do valor final

O teorema do valor final relaciona o comportamento de regime permanente de $f(t)$ ao comportamento de $sF(s)$ nas vizinhanças de $s=0$. Este teorema, contudo, é aplicável se e somente se existir $\lim_{t \rightarrow \infty} f(t)$, o que indica que $f(t)$ tende a um valor constante quando $t \rightarrow \infty$. Se todos os pólos de $sF(s)$ pertencem ao semi plano s , o $\lim_{t \rightarrow \infty} f(t)$ existe.

O teorema do valor final pode ser enunciado da seguinte forma:

Se $f(t)$ e $\frac{df(t)}{dt}$ forem transformáveis por Laplace, se $F(s)$ for a transformada de Laplace de $f(t)$ e se $\lim_{t \rightarrow \infty} f(t)$ existir, então:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} f(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s.F(s) \quad (3.17)$$

3.3.3 Transformada inversa de Laplace e frações parciais

Pode-se obter a transformada inversa de Laplace através da integral de conversão. Contudo, a resolução desta integral é complicada e, em consequência, seu uso não é recomendado. Um método conveniente de se obter a transformada inversa é utilizar uma tabela de pares de transformada de Laplace, como ilustrado na tabela 3.1. Neste caso, a transformada de Laplace deve estar em uma forma imediatamente reconhecível. Se uma transformada $F(s)$ particular não puder ser achada em uma tabela, é possível expandi-la em frações parciais e escrever $F(s)$ em termos de funções simples de variável s para as quais as transformadas inversas já sejam conhecidas.

Na modelagem dos componentes do sistemas dinâmicos, inclusive sistemas elétricos de potência, $F(s)$, que é a transformada de $f(t)$, ocorre freqüentemente sob a forma:

$$F(s) = \frac{B(s)}{A(s)} \quad (3.18)$$

Onde $A(s)$ e $B(s)$ são polinômios em s . Na expansão da equação (3.18) sob forma de frações parciais, é importante que a maior potência de s em $A(s)$ seja superior à maior potência de s em $B(s)$. Se tal regra não for cumprida, deve-se dividir o numerador $B(s)$ pelo denominador $A(s)$ a fim de obter um polinômio em s e um resto.

Se $F(s)$ for decomposta em várias componentes, como mostra a equação (3.19) e se as transformadas inversas de $F_1(s), F_2(s), \dots, F_n(s)$ estiverem prontamente disponíveis, então a transformada inversa da equação (3.19) é dada pela equação (3.20):

$$F(s) = F_1(s) + F_2(s) + \dots + F_n(s) \quad (3.19)$$

$$L^{-1}[F(s)] = L^{-1}[F_1(s)] + L^{-1}[F_2(s)] + \dots + L^{-1}[F_n(s)] = f_1(t) + f_2(t) + \dots + f_n(t) \quad (3.20)$$

3.4 Representação de Modelos Matemáticos de Sistemas

A modelagem matemática de um sistema dinâmico é definida como um conjunto de equações que representa a dinâmica do sistema com precisão, ou pelo menos, de forma bastante aceitável.

A dinâmica de muitos sistemas pode ser descrita em termos de equações diferenciais, que são obtidas através das leis físicas que o governam. Deve-se ter em mente que a obtenção de um modelo matemático razoável é vital para que se possa efetuar uma análise coerente do comportamento do sistema.

3.4.1 Função de transferência

A função de transferência de um sistema linear e invariante no tempo é definida como sendo a relação entre a transformada de Laplace da saída (ou resposta) e a transformada de Laplace da entrada (excitação ou função forçante), considerando-se nulas todas as condições iniciais.

Seja um dado sistema representado pela seguinte equação diferencial, similar à equação (3.4):

$$a_n \cdot \frac{d^n y}{dt^n} + a_{n-1} \cdot \frac{d^{n-1} y}{dt^{n-1}} + \dots + a_1 \cdot \frac{dy}{dt} + a_0 \cdot y = b_m \cdot \frac{d^m x}{dt^m} + b_{m-1} \cdot \frac{d^{m-1} x}{dt^{m-1}} + \dots + b_1 \cdot \frac{dx}{dt} + b_0 \cdot x \quad (3.21)$$

sendo: $n \geq m$

$y =$ saída ou resposta;

$x =$ entrada, excitação ou função forçante.

A função de transferência (FT) deste sistema é obtida considerando-se as transformadas de Laplace de ambos os membros da equação (3.21), com condições iniciais nulas, ou seja:

$$FT = G(s) = \frac{L[Saida]}{L[Entrada]} \Big|_{C.I.=0} = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{b_m \cdot s^m + b_{m-1} \cdot s^{m-1} + \dots + b_1 \cdot s + b_0}{a_n \cdot s^n + a_{n-1} \cdot s^{n-1} + \dots + a_1 \cdot s + a_0} \quad (3.22)$$

Logo, a função de transferência é uma expressão que relaciona a entrada e a saída de um sistema linear e invariante no tempo em termos dos próprios parâmetros do sistema, e é uma propriedade intrínseca do próprio sistema, independente da magnitude e da natureza do sinal de entrada.

A função de transferência de um sistema representado na forma de espaço de estados com equações lineares e invariantes no tempo, equações (3.23) e (3.24), pode ser obtida tomando-se a transformada de Laplace das mesmas equações [Kundur, 94].

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u} \quad (3.23)$$

$$\mathbf{Y} = \mathbf{C} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{D} \cdot \mathbf{u} \quad (3.24)$$

Isto leva às equações (3.25) e (3.26), após algumas manipulações, quando consideradas condições iniciais nulas:

$$\mathbf{X}(s) = (s\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1} \cdot [\mathbf{B}\mathbf{u}(s)] \quad (3.25)$$

$$\mathbf{Y}(s) = \mathbf{C} \cdot \frac{\text{adj}(s\mathbf{I} - \mathbf{A})}{\det(s\mathbf{I} - \mathbf{A})} \cdot [\mathbf{B}\mathbf{u}(s)] + \mathbf{D}\mathbf{u}(s) \quad (3.26)$$

3.4.2 Diagrama de blocos

Um sistema de controle que consiste em vários componentes pode ser descrito de muitas formas. Por exemplo, um sistema de equações diferenciais pode descrevê-lo matematicamente, assim como um diagrama detalhado que mostre todos os seus componentes e ligações também o pode.

A primeira forma de representação tende a dificultar a obtenção de informações sobre os efeitos de um determinado componente na resposta do sistema (principalmente em sistemas complexos). Por outro lado, um diagrama completo do sistema pode ser bastante complicado.

O método dos diagramas de blocos é uma combinação de ambos, onde são utilizados blocos, que podem descrever um componente, ou grupo deles, interligando-os de acordo com a constituição física do próprio sistema. Os blocos indicam operações matemáticas efetuadas em relação às variáveis físicas.

3.4.3 Blocos utilizados

a) Bloco de função de transferência

A figura 3.2 representa um elemento do diagrama de blocos, a flecha apontando para o bloco indica a entrada, enquanto que a flecha saindo do bloco representa a resposta ou saída. Para este bloco tem-se que: $Y(s) = G(s) \cdot X(s)$

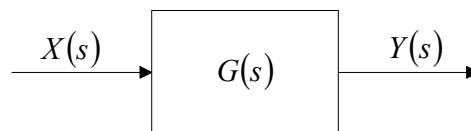


Figura 3.2 – Função de transferência.

b) Bloco somador

A figura 3.3 representa um bloco somador.

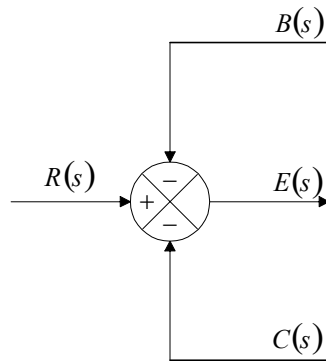


Figura 3.3 – Bloco somador.

Neste bloco tem-se: $E(s) = R(s) - B(s) - C(s)$

Os dois modelos de bloco, da figura 3.2 e figura 3.3, quando combinados, são muito utilizados no desenvolvimento dos diagramas de bloco de sistemas dinâmicos.

c) Diagrama de blocos de um sistema de malha fechada

A figura 3.4 representa um diagrama de blocos de um sistema de malha fechada com realimentação.

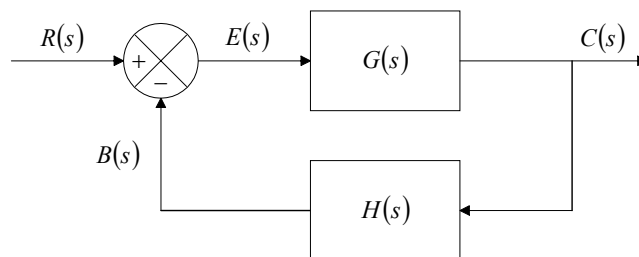


Figura 3.4 – Diagrama de blocos de um sistema de malha fechada.

Para este sistema pode-se escrever:

$$C(s) = G(s).E(s)$$

$$E(s) = R(s) - B(s) = R(s) - H(s).C(s)$$

Portanto:

$$C(s) = G(s) \cdot [R(s) - H(s) \cdot C(s)]$$

Finalmente tem-se que a função de transferência do diagrama de blocos da figura 3.4 é dada pela equação (3.27).

$$\frac{C(s)}{R(s)} = \frac{G(s)}{1 + G(s)H(s)} \quad (3.27)$$

Como pode ser visto, o diagrama da figura 3.4 comporta blocos de função de transferência e blocos somadores.

3.4.4 Tempo morto

O tempo morto ou retardado é uma característica inerente de alguns elementos dos sistemas dinâmicos. Em um elemento cuja única característica dinâmica seja um tempo morto t , a saída é exatamente igual à entrada, mas retardada (transladada) de um tempo t , como mostra a figura 3.5.

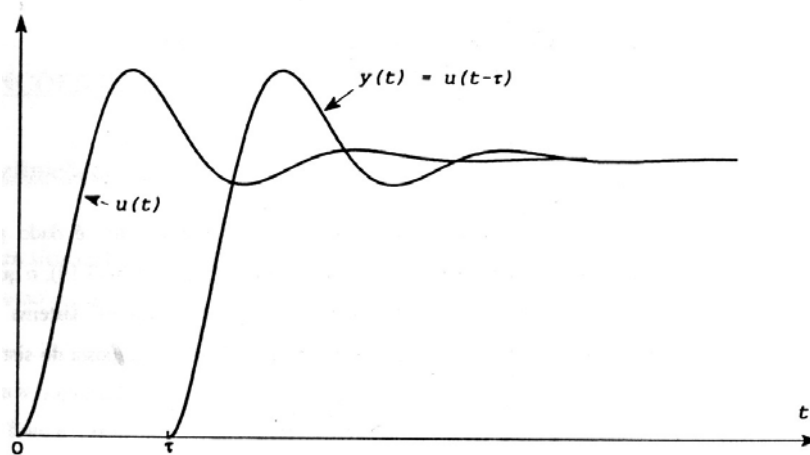


Figura 3.5 – Excitação e resposta de um elemento com tempo morto (retardo).

Considerando que $u(t)$ é a entrada e $y(t)$ é a saída de um elemento com tempo morto puro, a relação entre entrada e saída é fornecida pela equação (3.28).

$$y(t) = u(t - \tau) \quad (3.28)$$

Capítulo 3 - Dinâmica de Sistemas

Supondo $u(t) = 0$ para $t < 0$, esta equação também pode ser escrita como segue:

$$y(t) = u(t - \tau)u_{-1}(t - \tau) \quad (3.29)$$

Onde a função $u_{-1}(t - \tau)$, descrita pela equação (3.30), é uma função singular transladada de τ unidades para a direita que representa um degrau unitário [DeRusso, 65]:

$$u_{-1}(t - \tau) = \begin{cases} 0 & \text{para } t < \tau \\ 1 & \text{para } t > \tau \end{cases} \quad (3.30)$$

De acordo com a translação no tempo das transformadas de Laplace, a *T.L.* da equação (3.29) é:

$$Y(s) = e^{-\tau.s} . U(s) \quad (3.31)$$

Onde $e^{-\tau.s}$ é então a função de transferência do tempo morto, como ilustra a figura 3.6.

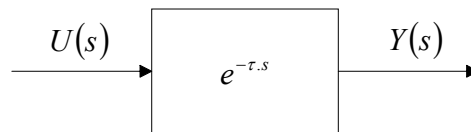


Figura 3.6 – Função de transferência do tempo morto.

O tempo morto aparece com frequência em elementos onde ocorre algum tipo de transporte ou deslocamento, como é o caso de escoamento de fluidos em tubulações. Devido a este tipo de aplicação é comum que o tempo morto também seja denominado de atraso de transporte.

Como a função de transferência do tempo morto não é racional, não é possível fazer a análise de sistemas dinâmicos com tempo morto usando os conceitos e as propriedades das transformadas de Laplace racionais. Este problema é contornado aproximando-se a função de transferência $e^{-\tau.s}$ por funções racionais, entre as quais a mais utilizada é a aproximação de Padé de primeira ordem, descrita pela equação (3.32):

$$e^{-\tau.s} = \frac{1 - 0,5.\tau.s}{1 + 0,5.\tau.s} \quad (3.32)$$

Maiores detalhes de como se obter aproximações de Padé podem ser encontrados no Apêndice II ou em [Houpis, 85] e [Aguirre, 04].

4 Turbinas a Vapor e Regulação Primária

O item 4.1 descreve como as constantes de tempo das turbinas a vapor e seus principais componentes, que influenciam diretamente na dinâmica, são modelados.

O item 4.2 apresenta uma nomenclatura para os tipos de configurações de turbinas a vapor segundo o seu número de eixos. No item 4.3 é definida uma nomenclatura de classificação de turbinas a vapor que facilita seus estudos. Nele são representados vários tipos de turbinas a vapor de acordo com a nomenclatura definida e também apresenta os diagramas esquemático e de blocos, assim como a modelagem matemática de dois modelos de turbinas que são os utilizados nas simulações da dissertação. O item 4.4 fala brevemente sobre a finalidade da regulação primária e da representação matemática mínima necessária para a simulação de um modelo funcionando isoladamente. Os itens 4.5 e 4.6 falam, respectivamente, sobre os tipos simplificados de reguladores de velocidade e da equação de oscilação do rotor. Já o item 4.7 ilustra o modelo matemático completo com regulador de velocidade, turbina e equação de oscilação para a simulação de um sistema isolado.

4.1 Modelagem de Elementos de Turbinas a Vapor

4.1.1 Determinação de constantes dos recipientes de vapor

A modelagem matemática de uma turbina geralmente é feita considerando-se um modelo de um recipiente de vapor, onde há um fluxo de vapor atravessando-o.

A determinação de constantes de tempo pode ser feita considerando um recipiente de vapor de volume V e que comporte uma massa de vapor m , figura 4.1, onde o fluxo de vapor que o atravessa está sujeito a um atraso [Machowski, 97].

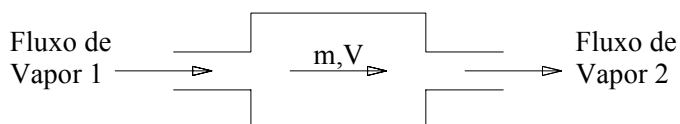


Figura 4.1 – Recipiente de vapor.

Quando ocorre uma mudança no fluxo de massa de vapor 1, devido a troca de posição de uma válvula ou alguma ação de controle, a massa de vapor do recipiente muda a uma taxa representada pela equação (4.1):

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 \quad (4.1)$$

Se a temperatura do vapor é constante, então sua mudança de massa resulta em mudança de

pressão e este comportamento pode ser representado pela equação (4.2):

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = \frac{dm}{dt} = \frac{\partial m}{\partial P} \frac{dP}{dt} = V \frac{\partial}{\partial P} \left(\frac{1}{v} \right) \frac{dP}{dt} \quad (4.2)$$

Onde v é o volume específico a uma dada pressão.

Assumindo que o fluxo de saída de vapor é proporcional à pressão no recipiente, tem-se:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{P_0}{\dot{m}_0} \frac{d\dot{m}_2}{dt} \quad (4.3)$$

Substituindo a equação (4.3) na equação (4.2) chega-se em:

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = T \frac{d\dot{m}_2}{dt} \quad (4.4)$$

Onde:

$$T = V \frac{P_0}{\dot{m}_0} \frac{\partial}{\partial P} \left(\frac{1}{v} \right) \quad (4.5)$$

Logo o tempo de atraso T é diretamente proporcional ao volume do recipiente de vapor. Aplicando a transformada de Laplace na equação (4.4) e escrevendo-a na forma de função de transferência chega-se na equação (4.6):

$$\frac{\dot{m}_2(s)}{\dot{m}_1(s)} = \frac{1}{Ts + 1} \quad (4.6)$$

4.1.2 Representação dos elementos da turbina a vapor

Este item apresenta a modelagem matemática dos elementos isolados das centrais térmicas a vapor que influem no comportamento dinâmico e são modelados de acordo com um recipiente de vapor, onde há um fluxo de vapor o atravessando, conforme item 4.1.1.

A modelagem matemática dos elementos das turbinas está baseada em: [IEEE, 73] e [IEEE, 91]. A seguir serão representados os elementos que constituem a máquina, tal como a câmara de vapor, o reacondicionador, o *crossover piping*, fatores de participação e limitadores.

a) Câmara de vapor

O vapor que sai da caldeira possui altas pressão e temperatura. Entre as válvulas de controle e o primeiro estágio da turbina há um dispositivo de armazenamento de vapor, chamado *steam chest*. Em pequenas perturbações onde é necessária uma quantidade imediata de vapor, o recipiente tem a função de fornecer o vapor e assim fazer com que a turbina possa se restabelecer rapidamente do distúrbio. A presença deste elemento provoca um atraso que pode ser expresso pelo diagrama de bloco representado na figura 4.2.

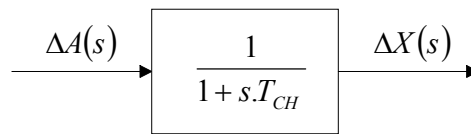


Figura 4.2 – Câmara de vapor.

Onde:

$\Delta A(s)$ = variação da quantidade de vapor [pu];

$\Delta X(s)$ = variação do sinal de potência do primeiro estágio [pu];

T_{CH} = constante de tempo da câmara de vapor (*steam chest*) [s].

O diagrama de bloco da figura 4.2 leva à equação (4.7):

$$\frac{d\Delta x(t)}{dt} = \frac{1}{T_{CH}} \cdot (\Delta a(t) - \Delta x(t)) \quad (4.7)$$

b) Reaquecedor

Após o vapor ser expandido no primeiro estágio, ele pode voltar à caldeira onde é reaquecido, aproveitando o calor que seria perdido. Com a saída do vapor da turbina e seu retorno para a caldeira, o vapor percorre um longo caminho nas tubulações. Isto cria um atraso considerável que pode ser expresso pelo diagrama de bloco da figura 4.3.

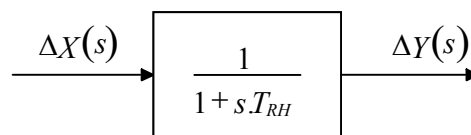


Figura 4.3 – Reaquecedor.

Onde:

$\Delta X(s)$ = variação do sinal de potência do estágio anterior [pu];

$\Delta Y(s)$ = variação do sinal de potência do estágio posterior [pu];

T_{RH} = constante de tempo do reaquecedor [s].

O diagrama de bloco da figura 4.3 leva à equação (4.8):

$$\frac{d\Delta y(t)}{dt} = \frac{1}{T_{RH}} (\Delta x(t) - \Delta y(t)) \quad (4.8)$$

É importante salientar que em determinadas configurações o vapor pode ser duplamente reaquecido. Com isso, a resposta torna-se ainda mais lenta.

c) *Crossover piping*

Após o vapor ser expandido no estágio de alta ou média pressão, dependendo da configuração, resta uma considerável parcela de energia que pode ser aproveitada no estágio de baixa pressão. Quando o vapor sai do estágio de pressão superior, ele percorre tubulações chamadas de *crossover piping* até chegar ao estágio de baixa pressão. Este caminho percorrido causa um pequeno tempo de atraso descrito pelo diagrama da figura 4.4.

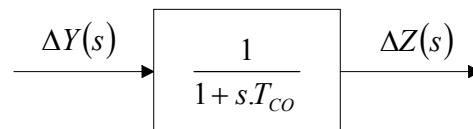


Figura 4.4 – Crossover piping.

Onde:

$\Delta Y(s)$ = variação do sinal de potência do penúltimo estágio [pu];

$\Delta Z(s)$ = variação do sinal de potência do último estágio [pu];

T_{CO} = constante de tempo do *crossover piping* [s].

O diagrama de bloco da figura 4.4 leva à equação (4.9):

$$\frac{d\Delta z(t)}{dt} = \frac{1}{T_{CO}} \cdot (\Delta y(t) - \Delta z(t)) \quad (4.9)$$

d) Fatores de participação

Dependendo de cada tipo de configuração, os estágios da turbina a vapor podem apresentar diferentes fatores de participação na resposta de potência mecânica da turbina. O sistema amplamente usado nos estudos de sistemas elétricos de potência é o sistema *p.u.*, que considera como base a potência nominal do gerador e portanto os fatores de participação F_i podem ser expressos em frações da potência mecânica em p.u. da base adotada.

O diagrama de bloco do fator de participação, por estágio da turbina, é representado pela figura 4.5.

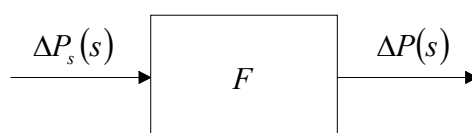


Figura 4.5 – Fator de participação.

Onde:

$\Delta P_s(s)$ = variação do sinal de potência mecânica [pu];

$\Delta P(s)$ = variação de potência mecânica do estágio da turbina [pu];

F = fator de participação [pu].

Deste modo pode-se escrever a função algébrica da figura 4.5 no domínio do tempo:

$$\Delta p(t) = F \cdot \Delta p_s(t) \quad (4.10)$$

e) Limitadores

As turbinas possuem limitações físicas que devem ser especificadas frente a grandes oscilações de carga. A limitação superior é função de uma sobrecarga admissível, já a limitação inferior é considerada nula, pois a turbina não pode absorver potência, mesmo que transitoriamente. A figura 4.6 descreve o diagrama referente ao limitador.

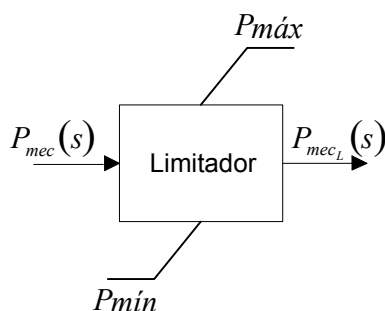


Figura 4.6 – Limitador.

É válido destacar que o limitador é uma função discreta e não-linear, portanto não representável algebricamente através de uma única equação, mas sim por um conjunto delas, que está ilustrado pelo conjunto de equações (4.11) [Cepel, 01].

$$\begin{aligned}
 P_{mec}(s) < P_{\min} &\Rightarrow P_{mec_L}(s) = P_{\min} \\
 P_{\min} \leq P_{mec}(s) \leq P_{\max} &\Rightarrow P_{mec_L}(s) = P_{mec}(s) \\
 P_{mec}(s) > P_{\max} &\Rightarrow P_{mec_L}(s) = P_{\max}
 \end{aligned}
 \tag{4.11}$$

4.2 Configurações de Turbinas a Vapor

As turbinas térmicas com seus múltiplos estágios podem ser dos tipos *tandem-compound* ou *cross-compound*. Na configuração *tandem-compound*, que é apresentada na figura 4.7, os estágios são conectados em série e acoplados a um único gerador, tudo em um mesmo eixo. Já na configuração *cross-compound*, figura 4.8, a turbina apresenta dois eixos separados, cada qual acoplado a um gerador e acionado por um ou mais estágios da turbina.

Embora existam dois eixos e dois geradores diferentes na configuração *cross-compound*, a turbina térmica constitui um conjunto único com vários estágios, sendo submetida à ação de um conjunto, também único, de sistemas de controle. Esta configuração apresenta maior capacidade e permite aumentar a eficiência, no entanto seu custo é mais elevado. De uma forma geral as turbinas do tipo *tandem-compound* rodam a 3600 rpm, enquanto que as do tipo *cross-compound* têm velocidade angular de 3600 rpm em seus dois eixos, ou alternativamente, 3600 rpm em um eixo e 1800 rpm no outro eixo.

Capítulo 4 – Turbinas a Vapor e Regulação Primária

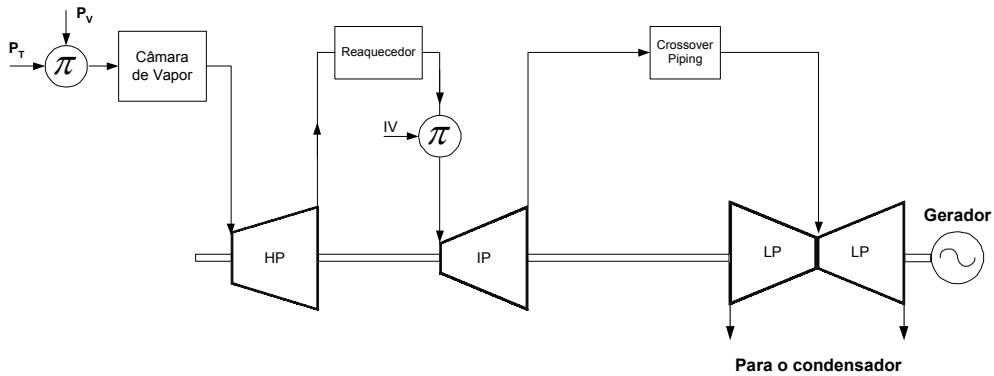


Figura 4.7 - Turbinas *tandem-compound*.

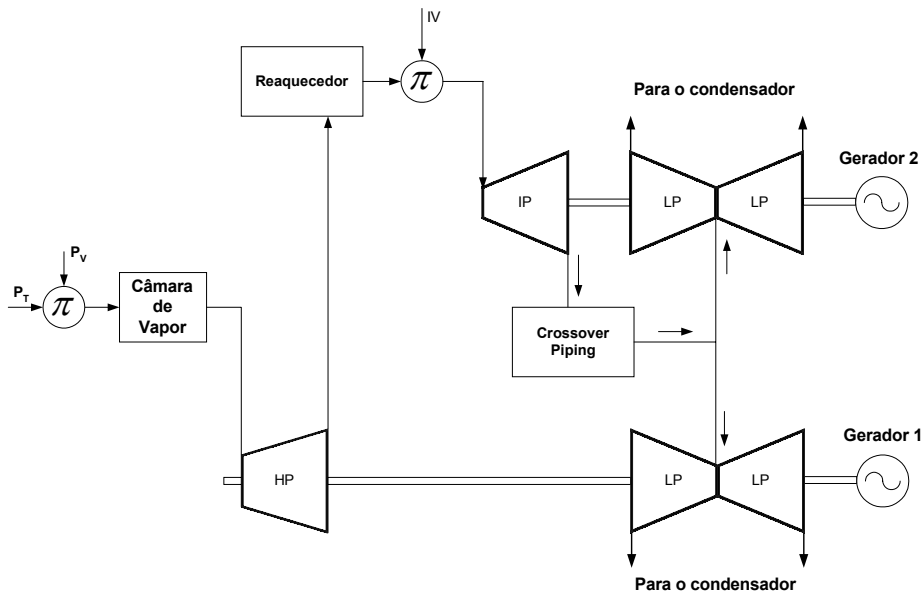


Figura 4.8 – Turbinas *cross-compound*.

As turbinas térmicas a vapor podem ser classificadas, também, em função da existência ou não de etapas de reaquecimento. Assim é possível considerar os seguintes tipos: (a) sem reaquecimento; (b) com reaquecimento simples e (c) com duplo reaquecimento. As turbinas térmicas sem reaquecimento têm um único estágio e são aplicadas em unidades geradoras de até 100 MW. Em instalações de maior porte, considera-se as turbinas térmicas com simples ou duplo reaquecimento, que possibilitam uma maior eficiência. O desempenho do ciclo é influenciado por estas diferentes configurações e também por parâmetros de operação. A configuração de turbina mais utilizada em grandes centrais térmicas é a do tipo *tandem-compound* com reaquecimento simples que está ilustrada na figura 4.7.

4.3 Padronização das Configurações para Turbinas a Vapor

Para facilitar a classificação e o estudo das turbinas térmicas a vapor, adotou-se uma nomenclatura, para distinguir os diversos modelos. A mesma está representada na figura 4.9, [Passaro, 02]:

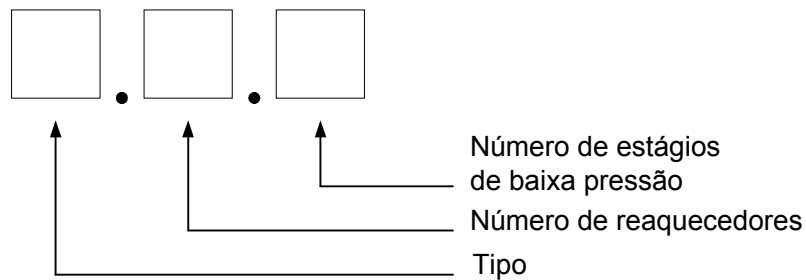


Figura 4.9 – Nomenclatura.

1º algarismo: Tipo:

- 0 : sem reaquecimento;
- 1 : para *Tandem – Compound*;
- 2 : para *Cross – Compound*;

2º algarismo: Número de reaquecedores:

indica o número de reaquecedores;

3º algarismo: Número de estágios de baixa pressão:

indica o número de estágios de baixa pressão da turbina.

4.3.1 Configurações Básicas

Configurações básicas para diversos tipos de turbina podem ser escritas de acordo com a nomenclatura fornecida pela figura 4.9, assim os seguintes tipos de turbinas térmicas a vapor podem ser definidos [IEEE, 73 e 91] e [Kundur, 94]:

Sem Reaquecimento

(0.0.0);

Capítulo 4 – Turbinas a Vapor e Regulação Primária

Sem reaquecimento e com estágio de baixa pressão	(0.0.1);
<i>Tandem-Compound</i> com reaquecimento simples	(1.1.1);
<i>Tandem-Compound</i> com reaquecimento simples e duplo estágio de baixa pressão	(1.1.2);
<i>Tandem-Compound</i> com reaquecimento duplo	(1.2.1);
<i>Tandem-Compound</i> com reaquecimento duplo e duplo estágio de baixa pressão	(1.2.2);
<i>Cross-Compound</i> com reaquecimento simples	(2.1.1);
<i>Cross-Compound</i> com reaquecimento simples e duplo estágio de baixa pressão	(2.1.2);
<i>Cross-Compound</i> com reaquecimento duplo	(2.2.1).

Em seguida são mostrados dois modelos de turbinas a vapor que foram utilizados nas principais simulações da dissertação.

4.3.2 Modelo *tandem-compound* com reaquecimento simples (1.1.1)

A figura 4.10 ilustra este tipo de configuração, nela são encontrados 3 estágios: o de alta pressão (*HP*), o de pressão intermediária (*IP*) e o de baixa pressão (*LP*). Há também um elemento reaquecedor disposto na saída do estágio de alta pressão, que tem como função elevar a entalpia do vapor. O vapor proveniente da caldeira entra na câmara de vapor e flui pela *MSV* (*Main Emergency Stop Valves*) e pela *GV* (*Governor Control Valves*), passa pelo estágio de alta pressão e após uma expansão parcial é redirecionado para o reaquecedor. O vapor passa pelas válvulas *RSV* (*Reheat Emergency Stop Valves*) e *IV* (*Intercept Control Valves*) expande-se novamente no estágio de pressão intermediária, passa pelo *crossover* expande-se novamente no estágio de baixa pressão e chega ao condensador. O fechamento de ciclos de vapor foi descrito no capítulo 2.

Capítulo 4 – Turbinas a Vapor e Regulação Primária

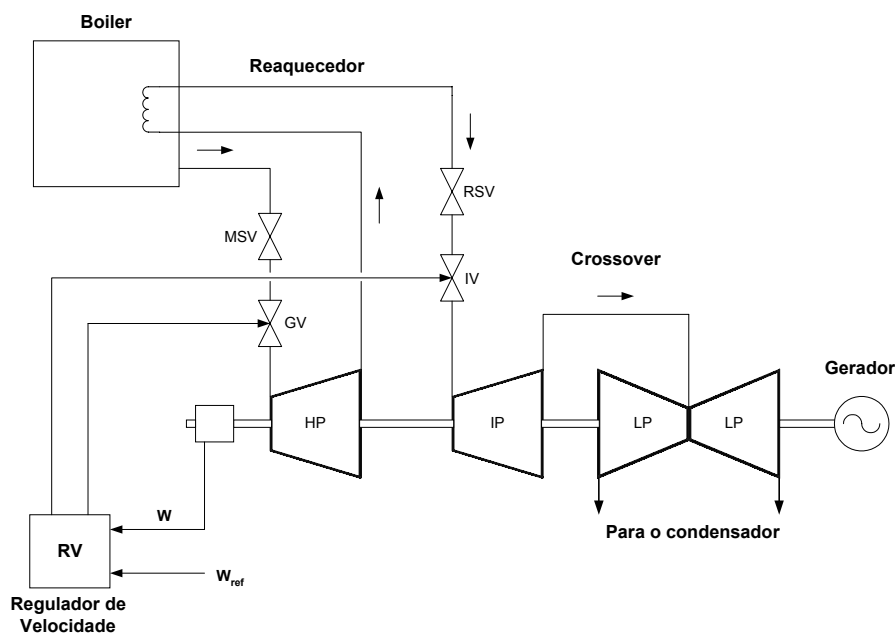


Figura 4.10 – Configuração *tandem-compound* com reaquecimento simples.

Tipicamente os fatores de participação dos estágios deste tipo de turbina são divididos na seguinte proporção: 30% para o estágio de alta (*HP*), 40% para o estágio de pressão intermediária (*IP*) e 30% para o estágio de baixa pressão (*LP*), [Machowski, 97].

Os diagramas esquemático e de blocos, correspondentes, são apresentados na figura 4.11 e na figura 4.12, respectivamente. A figura 4.11 incorpora os blocos referentes à câmara de vapor, reaquecedor e *crossover piping*, já a figura 4.12 representa o seu modelo matemático associado.

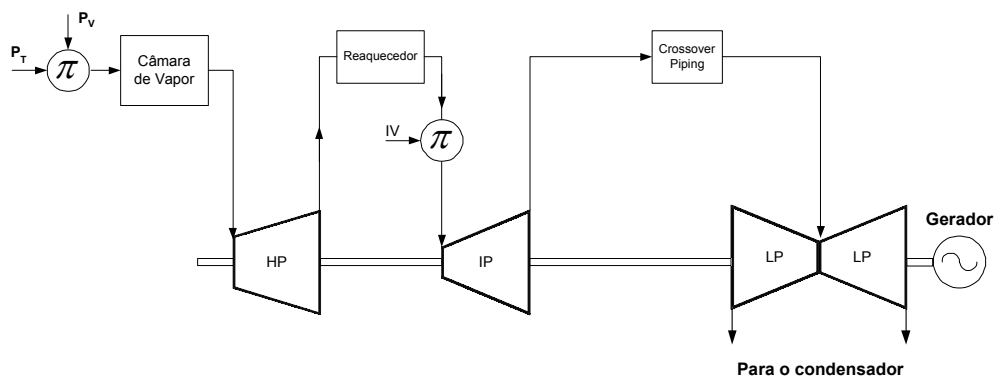


Figura 4.11 – Diagrama esquemático da configuração *tandem-compound* com reaquecimento simples.

Capítulo 4 – Turbinas a Vapor e Regulação Primária

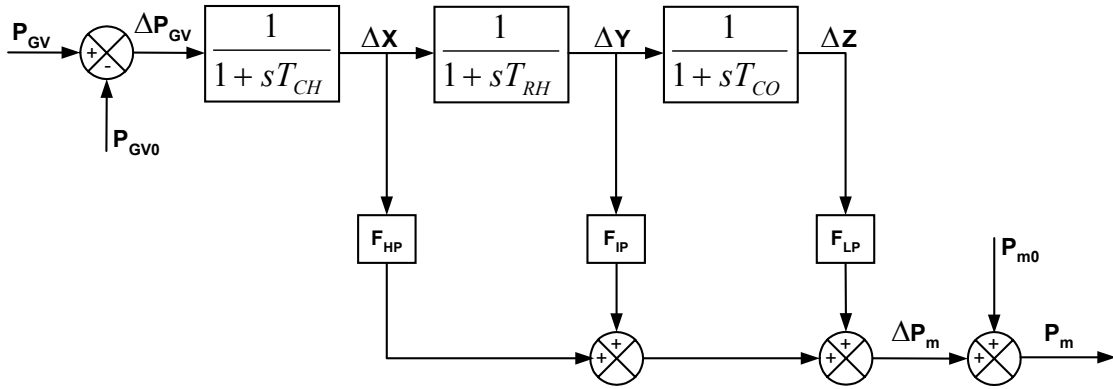


Figura 4.12 – Diagrama de blocos da configuração *tandem-compound* com reaquecimento simples.

Neste modelo são consideradas as constantes de tempo da câmara de vapor (T_{CH}), do reaquecedor (T_{RH}) e do *crossover piping* (T_{CO}). Elas têm papel fundamental no comportamento dinâmico da turbina, principalmente a constante de tempo do reaquecedor, que costuma apresentar valores elevados, devido à grande dimensão física do mesmo, influenciando assim no tempo de resposta da turbina. Alguns valores típicos são apresentados na tabela c.1 do Apêndice III.

Modelagem Matemática:

Da figura 4.12 tem-se:

$$P_m = \Delta P_m + P_{m0} \quad (4.12)$$

$$\Delta P_{GV} = P_{GV} - P_{GV0} \quad (4.13)$$

Equações do Modelo:

$$\Delta X = \left(\frac{1}{1 + sT_{CH}} \right) \Delta P_{GV} \quad \text{ou} \quad \Delta X = G_{CH} \Delta P_{GV} \quad (4.14)$$

$$\Delta Y = \left(\frac{1}{1 + sT_{RH}} \right) \Delta X \quad \text{ou} \quad \Delta Y = G_{RH} \Delta X \quad (4.15)$$

$$\Delta Z = \left(\frac{1}{1 + sT_{CO}} \right) \Delta Y \quad \text{ou} \quad \Delta Z = G_{CO} \Delta Y \quad (4.16)$$

$$\Delta P_m = F_{HP} \Delta X + F_{IP} \Delta Y + F_{LP} \Delta Z \quad (4.17)$$

Capítulo 4 – Turbinas a Vapor e Regulação Primária

Equações no Domínio do Tempo:

$$\Delta P_m = F_{HP}\Delta x + F_{IP}\Delta y + F_{LP}\Delta z \quad (4.18)$$

$$\frac{d\Delta x}{dt} = \frac{-1}{T_{CH}}\Delta x + \frac{1}{T_{CH}}\Delta P_{GV} \quad (4.19)$$

$$\frac{d\Delta y}{dt} = \frac{-1}{T_{RH}}\Delta y + \frac{1}{T_{RH}}\Delta x \quad (4.20)$$

$$\frac{d\Delta z}{dt} = \frac{-1}{T_{CO}}\Delta z + \frac{1}{T_{CO}}\Delta y \quad (4.21)$$

Equações de Estado: Modelo de 3ª Ordem

$$\Delta \dot{x} = \frac{-1}{T_{CH}}\Delta x + \frac{1}{T_{CH}}\Delta P_{GV} \quad (4.22)$$

$$\Delta \dot{y} = \frac{-1}{T_{RH}}\Delta y + \frac{1}{T_{RH}}\Delta x \quad (4.23)$$

$$\Delta \dot{z} = \frac{-1}{T_{CO}}\Delta z + \frac{1}{T_{CO}}\Delta y \quad (4.24)$$

Equação de Resposta:

$$\Delta P_m = F_{HP}\Delta x + F_{IP}\Delta y + F_{LP}\Delta z \quad (4.25)$$

Equação Matricial de Estado:

$$\begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \\ \Delta \dot{z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-1}{T_{CH}} & 0 & 0 \\ \frac{1}{T_{RH}} & \frac{-1}{T_{RH}} & 0 \\ 0 & \frac{1}{T_{CO}} & \frac{-1}{T_{CO}} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{T_{CH}} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \times [\Delta P_{GV}] \quad (4.26)$$

Equação Matricial de Resposta:

$$[\Delta P_m] = [F_{HP} \quad F_{IP} \quad F_{LP}] \times \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \end{bmatrix} \quad (4.27)$$

4.3.3 Modelo tandem-compound de unidades termonucleares (1.3.3)

As unidades termonucleares, figura 4.13, apresentam usualmente uma configuração do tipo *tandem-compound* e rodam a velocidades angulares de 1800 ou 3600 rpm, consistindo de um estágio de alta pressão (*HP*) e geralmente 2 ou 3 estágios de baixa pressão (*LP*). Entre o estágio *HP* e os estágios *LP* são inseridos elementos reaquecedores do tipo *MSR* (*Moisture-Separator-Reheater*), que têm a finalidade de reduzir a umidade contida no vapor que entra nos estágios de baixa pressão, reduzindo assim perdas e erosão [Kundur, 94].

Geralmente os fatores de participação dos estágios deste tipo de turbina são divididos na seguinte proporção: 30% para o estágio de alta (*HP*) e 70% para o somatório dos estágios de baixa pressão (*LP*).

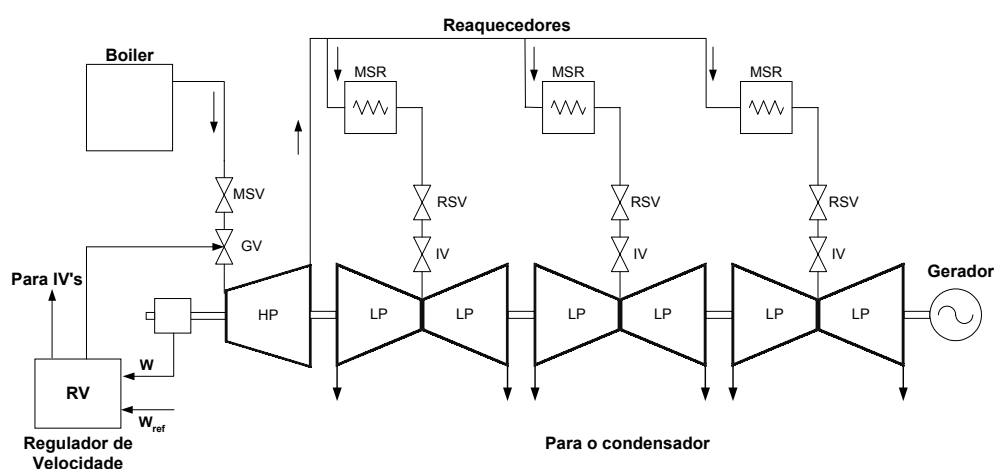


Figura 4.13 – Configuração *tandem-compound* de unidades termonucleares.

A figura 4.14 e a figura 4.15 trazem, respectivamente, os diagramas esquemático e de blocos correspondentes.

Capítulo 4 – Turbinas a Vapor e Regulação Primária

Modelagem Matemática:

Da figura 4.15, tem-se:

$$P_m = \Delta P_m + P_{m0} \quad (4.28)$$

$$\Delta P_{GV} = P_{GV} - P_{GV0} \quad (4.29)$$

Equações do Modelo:

$$\Delta X = \left(\frac{1}{1 + sT_{CH}} \right) \Delta P_{GV} \quad \text{ou} \quad \Delta X = G_{CH} \Delta P_{GV} \quad (4.30)$$

$$\Delta Y = \left(\frac{1}{1 + sT_{CO}} \right) \Delta X \quad \text{ou} \quad \Delta Y = G_{CO} \Delta X \quad (4.31)$$

$$\Delta W = \left(\frac{1}{1 + sT_{RH}} \right) \Delta Y \quad \text{ou} \quad \Delta W = G_{RH} \Delta Y \quad (4.32)$$

$$\Delta P_m = F_{HP} \Delta X + 3 \cdot \frac{F_{LP}}{3} \Delta W \quad (4.33)$$

Equações no Domínio do Tempo:

$$\Delta P_m = F_{HP} \Delta x + F_{LP} \Delta w \quad (4.34)$$

$$\frac{d\Delta x}{dt} = \frac{-1}{T_{CH}} \Delta x + \frac{1}{T_{CH}} \Delta P_{GV} \quad (4.35)$$

$$\frac{d\Delta y}{dt} = \frac{-1}{T_{CO}} \Delta y + \frac{1}{T_{CO}} \Delta x \quad (4.36)$$

$$\frac{d\Delta w}{dt} = \frac{-1}{T_{RH}} \Delta w + \frac{1}{T_{RH}} \Delta y \quad (4.37)$$

Equações de Estado: Modelo de 3ª Ordem

$$\Delta \dot{x} = \frac{-1}{T_{CH}} \Delta x + \frac{1}{T_{CH}} \Delta P_{GV} \quad (4.38)$$

Capítulo 4 – Turbinas a Vapor e Regulação Primária

$$\Delta \dot{y} = \frac{-1}{T_{CO}} \Delta y + \frac{1}{T_{CO}} \Delta x \quad (4.39)$$

$$\Delta \dot{w} = \frac{-1}{T_{RH}} \Delta w + \frac{1}{T_{RH}} \Delta y \quad (4.40)$$

Equação de Resposta:

$$\Delta P_m = F_{HP} \Delta x + F_{LP} \Delta w \quad (4.41)$$

$$F_{HP} + F_{LP} = 1 \quad (4.42)$$

Equação Matricial de Estado:

$$\begin{bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \\ \Delta \dot{w} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-1}{T_{CH}} & 0 & 0 \\ \frac{1}{T_{CO}} & \frac{-1}{T_{CO}} & 0 \\ 0 & \frac{1}{T_{RH}} & \frac{-1}{T_{RH}} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta w \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{T_{CH}} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \times [\Delta P_{GV}] \quad (4.43)$$

Equações Matriciais de Resposta:

$$[\Delta P_m] = [F_{HP} \quad F_{LP}] \times \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta w \end{bmatrix} \quad (4.44)$$

No Apêndice III e em [Lora, 04] são mostrados vários tipos de diagramas esquemáticos e de blocos de turbinas a vapor.

4.4 Regulação Primária

As máquinas primárias, neste caso turbogeradores, são dotadas de mecanismos de controle e regulação automática de velocidade, denominados *reguladores de velocidade*, que atuam em suas válvulas de controle e de interceptação no sentido de ajustar a potência mecânica gerada.

Em função de variações de velocidade (ou de frequência) e de carga (potência ativa) a máquina gera uma determinada potência cuja quantidade deve ser necessária e suficiente para

atender a carga tanto em regime permanente quanto em regime transitório de operação.

Assim, quando há uma redução da velocidade da máquina (motivada por um aumento de carga, por exemplo), os reguladores de velocidade atuam nas válvulas da turbina no sentido de elevar a geração das unidades geradoras. Caso ocorra uma elevação da velocidade (originada, por exemplo, por um corte de carga), esses mesmos reguladores promovem um fechamento parcial nas válvulas de controle e/ou interceptação com o intuito de reduzir a potência gerada. Portanto a função dos reguladores de velocidade é a de estabelecer e garantir o balanço entre potência elétrica e mecânica do conjunto turbina - gerador.

No sentido de se analisar o comportamento dinâmico de uma unidade termoelétrica, diante de impactos de carga e de perturbações, é necessário uma representação matemática adequada dos elementos que compõem a regulação primária, ou seja: os reguladores de velocidade, as turbinas e também a equação de oscilação do rotor, considerando suas inércias e diversos conjugados (elétrico, mecânico e de amortecimento).

Nos itens anteriores deste mesmo capítulo foram apresentados modelos matemáticos básicos de dois tipos de turbinas a vapor. Para completar a malha de regulação primária é necessário então considerar os modelos matemáticos dos reguladores de velocidade e a equação de oscilação do rotor, que serão apresentados a seguir.

4.5 Reguladores de Velocidade

As turbinas e os reguladores de velocidade são elementos importantes na avaliação da estabilidade angular de um sistema elétrico de potência, pois influem no conjugado mecânico (T_m) entregue ao eixo do gerador, promovendo variações nas potências ativas geradas e nos deslocamentos angulares dos rotores (δ).

Neste item são apresentados alguns modelos matemáticos simplificados dos reguladores de velocidade. Estes modelos são necessários para que se possa ter uma adequada compreensão do comportamento dinâmico da aplicação de unidades térmicas em um sistema de potência. Assim são consideradas as características essenciais de dois modelos básicos de regulador de velocidade, utilizados nos controles das válvulas de turbinas a vapor, ou seja: reguladores de velocidade isócronos e reguladores com queda de velocidade (estatismo permanente).

Existem vários tipos de regulador de velocidade, segundo a tecnologia empregada, dentre eles se destacam os reguladores: mecânico-hidráulicos, eletro-hidráulicos e eletro-hidráulicos digitais. Todos estes tipos têm características individuais próprias, no entanto podem ser representados, de forma simplificada, pelos modelos matemáticos que são descritos a seguir.

4.5.1 Regulador de velocidade isócrono

Esta modalidade operativa de regulador de velocidade não é normalmente utilizada em sistemas de potência interligados, uma vez que apresenta sérios inconvenientes operacionais. No entanto, pode ser aplicada em sistemas isolados, sem maiores problemas. A figura 4.16, representa de forma esquemática um regulador de velocidade com esta característica.

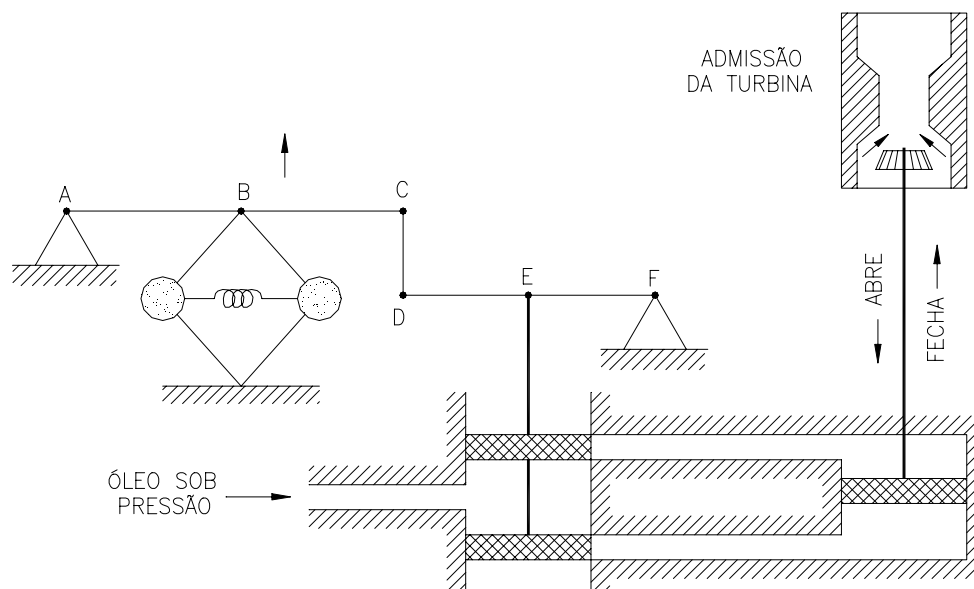


Figura 4.16 – Regulador de velocidade isócrono.

A freqüência de um sistema elétrico de potência sofre redução, quando da ocorrência de um aumento súbito de carga, pois há diminuição na velocidade angular do rotor das unidades geradoras. Isto faz com que o ponto *B* da figura 4.16 se desloque para cima. Este deslocamento determina uma abertura da parte superior do elemento distribuidor, o que permite a injeção de óleo no servomotor. A entrada de óleo desloca a haste da válvula de admissão de combustível da turbina para baixo, causando elevação da potência gerada. Este processo continuará até o instante em que se atinja o valor exato da freqüência nominal operativa do sistema.

Não é difícil de verificar que o regulador de velocidade isócrono tende a apresentar um comportamento pobre em termos de estabilidade, pois possui apenas uma realimentação externa, no processo de controle.

Um modelo matemático simplificado, que descreve o regulador isócrono através de um diagrama de bloco, é representado na figura 4.17.

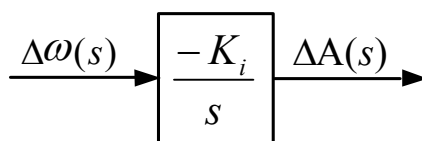


Figura 4.17 – Diagrama de bloco do regulador de velocidade isócrono.

Onde:

$\Delta A(s)$ = variação na abertura da válvula de admissão da turbina [pu];

$\Delta \omega(s)$ = variação de velocidade angular do eixo da turbina [pu];

K_i = ganho do regulador de velocidade isócrono.

Do diagrama de bloco da figura 4.17 pode-se obter, no domínio do tempo, a equação (4.45) para o regulador isócrono:

$$\frac{d\Delta a}{dt} = -k_i \cdot \Delta \omega \quad (4.45)$$

Portanto, o regulador de velocidade isócrono tem a característica de um integrador matemático, onde a variação da abertura da válvula de admissão da turbina só será nula, quando a variação de velocidade (ou de frequência do sistema) for nula, motivo do nome isócrono.

4.5.2 Regulador com queda de velocidade

Uma forma de melhorar a estabilidade do regulador de velocidade isócrono é conseguida com o estabelecimento de uma realimentação no processo de regulação. Isto pode ser realizado por meio de uma conexão entre a válvula piloto e o servomotor principal, conforme ilustra a figura 4.18.

Para um aumento de carga, que produz redução na frequência do sistema, haverá uma tendência de deslocamento para cima do ponto *B*, indicado na figura 4.18. Isto faz com que haja uma abertura na parte superior do elemento distribuidor, com conseqüente abertura da válvula de admissão da turbina e elevação da potência gerada. Entretanto, o deslocamento para baixo do ponto *H* fará com que o ponto *E* se desloque para baixo (através da ligação *HGFE*), promovendo um fechamento parcial no elemento distribuidor. Assim, o estado final de equilíbrio será atingido mais rapidamente e ocorrerá antes da frequência (ou velocidade) atingir seu valor inicial de operação.

Este regulador é mais estável e mais rápido do que o regulador isócrono, entretanto o preço desta maior eficiência é pago através de um erro final na frequência do sistema. A correção deste erro é uma função do controle secundário de frequência, que é exercido pelo Controle Automático de Geração (CAG), maiores detalhes podem ser encontrados em [Wood, 84].

Capítulo 4 – Turbinas a Vapor e Regulação Primária

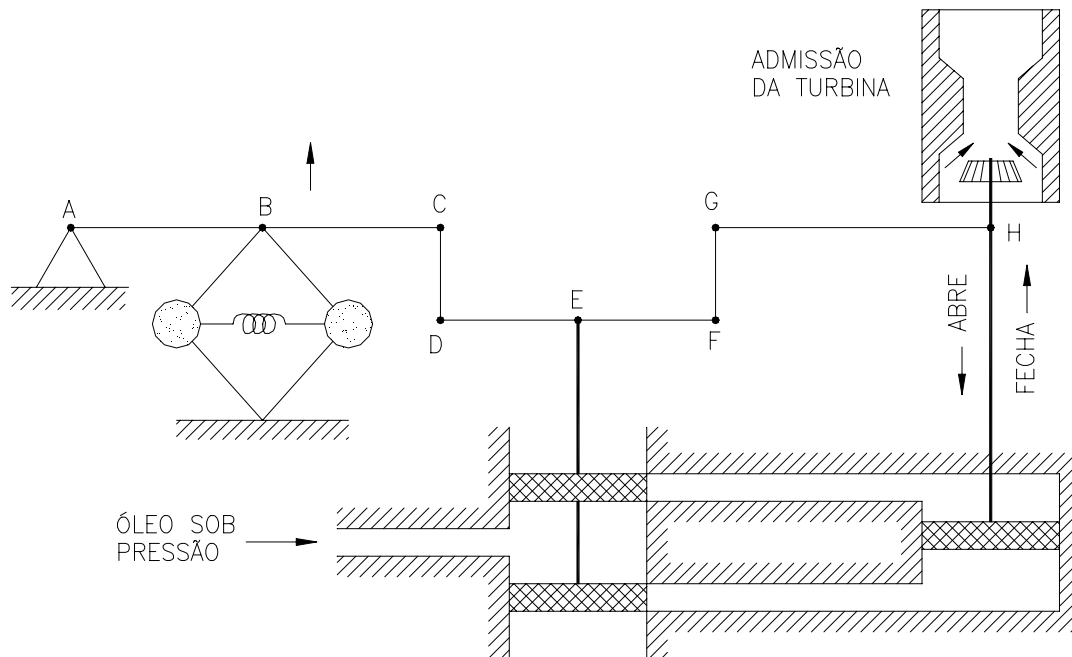


Figura 4.18 – Regulador com queda de velocidade.

Um modelo matemático simplificado, que descreve o regulador com queda de velocidade através de um diagrama de bloco, é apresentado na figura 4.19.

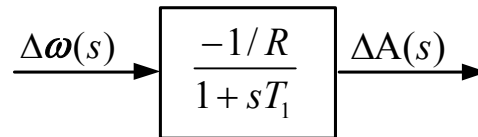


Figura 4.19 – Diagrama de bloco do regulador com queda de velocidade.

Onde:

$\Delta A(s)$ = variação na abertura da válvula de admissão da turbina [pu];

$\Delta \omega(s)$ = variação de velocidade angular do eixo da turbina [pu];

R = estatismo permanente do regulador com queda de velocidade;

T_1 = constante de tempo do regulador com queda de velocidade [s].

Do diagrama de bloco da figura 4.19 pode-se obter, no domínio do tempo, a equação (4.46) para o regulador com queda de velocidade:

$$\frac{d\Delta a}{dt} = -\frac{1}{T_1} \left(\Delta a + \frac{1}{R} \Delta \omega \right) \quad (4.46)$$

A partir da aplicação da transformada de Laplace e de um degrau unitário na equação (4.46) pode-se observar que em regime permanente o regulador com queda de velocidade apresenta um erro proporcional ao seu estatismo R , ou seja:

$$\Delta \omega_{rp} = -R \cdot \Delta a_{rp} \quad (4.47)$$

4.5.3 Regulador de velocidade genérico

O regulador de velocidade pode ser modificado para regulador com queda ou regulador isócrono, conforme a figura 4.20, ajustando-se os parâmetros W , X , Y e Z .

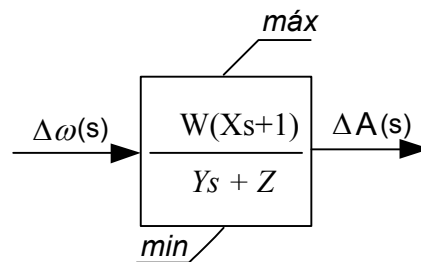


Figura 4.20 – Diagrama de bloco do regulador de velocidade genérico.

Neste caso a entrada é a variação de velocidade e a saída é a variação na abertura da válvula de admissão da turbina ou demanda de combustível. O estatismo permanente usado no Brasil é de 0,05 *p.u.* para unidades hidráulicas e de 0,04 *p.u.* a 0,05 *p.u.* para unidades térmicas. Para o regulador ilustrado na figura 4.20, o valor de W pode ser substituído por $-1/R$. Os demais parâmetros devem ser ajustados de acordo com a configuração do sistema. Um regulador isócrono ou proporcional integral deve ser usado em sistemas isolados e o regulador com queda deve ser usado em sistemas onde duas ou mais unidades geradoras estão interligadas ao sistema.

4.6 Equação de Oscilação do Rotor

A equação de oscilação do rotor de uma unidade geradora pode ser descrita pela equação (4.48):

$$\frac{d\Delta \omega}{dt} = \frac{1}{2.H} (\Delta P_m - \Delta P_e - D \cdot \Delta \omega) \quad (4.48)$$

Onde:

$\Delta\omega =$ variação de velocidade angular do eixo da turbina [pu];

$\Delta P_m =$ variação de potência mecânica da turbina [pu];

$\Delta P_e =$ variação de potência elétrica [pu];

$D =$ coeficiente de amortecimento mecânico;

$H =$ constante de tempo de inércia da unidade geradora (total do eixo)[s].

Da equação (4.48) pode-se obter o diagrama de blocos da figura 4.21.

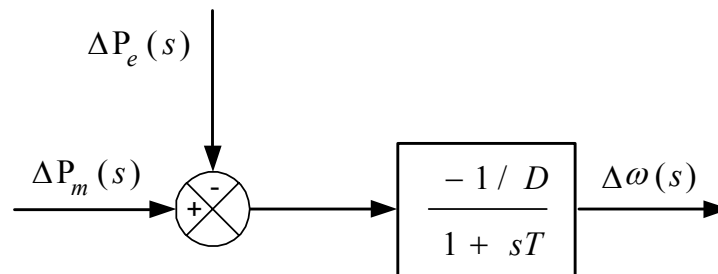


Figura 4.21 – Diagrama de blocos referente à equação de oscilação do rotor.

Na figura 4.21 tem-se $T = 2H/D$.

Através da variável ΔP_e podem ser consideradas variações da potência ativa da carga, ou seja, impactos de carga. Já ΔP_m é a variação da potência mecânica gerada, esta variável é obtida através da ação do regulador de velocidade sobre a turbina, que eleva ou reduz a referida potência, conforme a variação de velocidade.

4.7 Modelos Completos da Regulação Primária

Para poder observar o comportamento dinâmico da turbina, operando isoladamente, frente a perturbações como variações de potência elétrica, devem-se incluir blocos de regulação do sistema (ganho ou estatismo permanente R), regulador de velocidade e inércia do sistema.

Através dos modelos matemáticos dos reguladores de velocidade, das turbinas e da equação de oscilação do rotor, pode-se desenvolver o modelo completo da regulação primária, conforme destaca a figura 4.22.

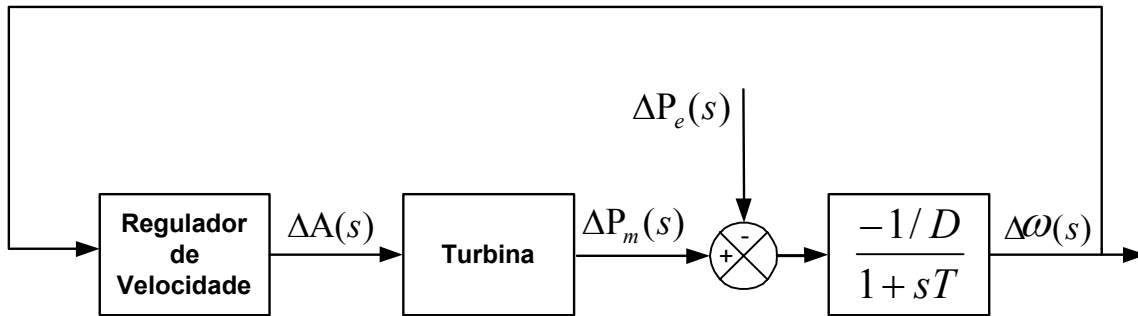


Figura 4.22 – Diagrama de blocos do modelo completo da regulação primária.

Na figura 4.22 cada bloco componente deve ser substituído pelo modelo correspondente, desta forma o modelo isolado completo é obtido na forma de diagrama de blocos.

Através de simplificações e reduções pode-se obter, ainda, uma função de transferência que expressa a relação existente entre a variação de velocidade angular (ou variação de frequência) e a variação da potência elétrica, neste caso um impacto de carga. Com base no teorema do valor final, apresentado no capítulo 3, item 3.3.2, pode-se calcular a variação de velocidade em regime permanente do rotor da unidade geradora. Já o projeto de controladores pode ser obtido através de especificações e métodos clássicos de ajuste sendo que o comportamento dinâmico pode ser verificado com o auxílio de simulações no domínio do tempo.

5 Fast Valving

Neste capítulo são apresentados os desenvolvimentos dos modelos de *Fast Valving* (FV) de unidades termoeletricas. As aplicações aqui realizadas consideram simulações através do programa *Simulink*. Para uma primeira análise simulações foram feitas em um sistema isolado, malha Potência-Frequência (PF) e são ilustrados somente os modelos desenvolvidos de FV mais simples e que apresentaram melhor desempenho computacional.

O item 5.1 apresenta os conceitos básicos e definições, além de um breve histórico da origem da FV. No item 5.2 são dados os principais detalhes de como a FV deve atuar, incluindo tempos de atuação, tipos de válvula, lógica de atuação e vários tipos de circuitos que podem acioná-la, além do número de atuações e em quais tipos de falta o dispositivo não deve atuar. O item 5.3 fala das novas propostas de aplicação da FV, no item 5.4 fala-se sobre o processo de desenvolvimento de modelos aproximados e reais da FV, onde também são feitas simulações comparando os modelos aproximados e reais com o modelo sem FV. Também são comparados os modelos aproximados com os reais. O item 5.5 enfoca um circuito de acionamento da FV muito utilizado, o *Power Load Umbalance*, ilustrando seu diagrama de blocos e como os sinais usados neste dispositivo podem ser obtidos, além de mostrar um diagrama de blocos com circuitos de acionamento que podem englobar várias filosofias distintas.

5.1 Conceitos Básicos e Definições da Fast Valving

O aumento da margem de estabilidade de sistemas de potência pode ser melhorado através de planejamento e operação. Na prática os fatores técnico-financeiros determinam quais medidas devem ser implementadas para se garantir a operação de sistemas em um ponto viável, isto é, não tão perto de seu limite de estabilidade e sem reserva excessiva de geração. Portanto o risco de perda de estabilidade pode ser reduzido com a inserção de elementos que melhorem o desempenho do sistema e garantam uma melhora do comportamento dinâmico do mesmo.

A estabilidade transitória de sistemas elétricos de potência pode ser consideravelmente melhorada com o uso da FV em turbinas a vapor. Esta técnica foi desenvolvida na extinta URSS no início do século XX e as primeiras patentes datam de 1925 e 1928, sendo que os primeiros testes foram realizados em 1929 e 1930 [Yu, 83].

O primeiro artigo do *American Institut of Electrical Engineers* (AIEE) que lida com este tipo de aplicação data de 1931, onde uma “válvula especial” é empregada para investigar o limite de estabilidade de um sistema sob influência de curtos-circuitos [Buell, 31].

Nas décadas de 60 e 70 o controle da FV começou a ser mais difundido e atualmente tem atraído mais e mais a atenção no cenário mundial devido aos sistemas elétricos de potência estarem operando cada vez mais perto dos seus limites de estabilidade e devido à dificuldade de se conseguir a expansão do sistema de transmissão.

Capítulo 5 – Fast Valving

No Brasil isto também ocorre. Com a entrada de novas centrais térmicas no sistema elétrico brasileiro, torna-se necessário utilizar modelos matemáticos mais sofisticados para representá-las. Modelos usados nos estudos de estabilidade tornam-se cada vez mais complexos devido ao tamanho e topologia dos sistemas atuais, exigindo a criação de novos métodos para garantir a estabilidade, prevendo o comportamento dinâmico do sistema através de simulações.

O principal intuito desta dissertação é desenvolver modelos matemáticos de FV, incluir estes modelos em turbinas a vapor, inclusive as termonucleares, simular casos de estabilidade transitória e analisar seu comportamento no sistema elétrico brasileiro, que apresenta particularidades em relação aos outros sistemas, que são predominantemente térmicos, onde a FV tem sido implementada.

Uma das maiores dificuldades encontradas foi de não haver ainda disponível um modelo matemático divulgado para a FV, somente artigos e livros que mencionam o seu modo de atuação, que consiste em uma rápida redução da potência mecânica da turbina quando uma significativa variação de potência ocorre.

Esta atuação ocorre devido a um rápido fechamento das válvulas de interceptação (IV) ou rápido fechamento das válvulas de controle (CV) em conjunto com as IV das turbinas a vapor (válvulas pré-existent nas turbinas).

O início desta atuação deve se dar no mais curto intervalo de tempo possível após a detecção de um defeito e a reabertura das válvulas deve ser rápida.

O fechamento somente das válvulas de interceptação é conhecido como *Early Valve Actuation* (EVA). Estudos de campo e simulações citados em [Liu, 97] têm mostrado que a FV afeta pouco os eixos das turbinas e suas palhetas, além de poder melhorar o limite de estabilidade, particularmente em sistemas fracos.

A ocorrência de grandes distúrbios em sistemas de potência, como faltas, produz uma queda brusca na potência elétrica do gerador, que será seguida pela aceleração de seu rotor. A equação de oscilação simplificada de uma máquina síncrona é baseada no princípio da dinâmica que estabelece que o torque acelerante é o produto do momento de inércia do rotor pela aceleração angular:

$$J \frac{d^2 \delta}{dt^2} = T_a = T_m - T_e \quad (5.1)$$

Onde:

δ = deslocamento angular do rotor [rad];

J = momento de inércia [Kg.m²];

T_a = torque acelerante [N.m];

T_m = torque mecânico [N.m];

Capítulo 5 – Fast Valving

$$T_e = \text{torque elétrico [N.m]}.$$

Portanto havendo uma redução da potência elétrica do gerador o torque elétrico também se reduzirá, mas o torque mecânico produzido pela turbina tende a se manter constante por algum tempo, devido ao atraso causado pelo seu sistema de controle.

Quando isto ocorre há um aumento no torque acelerante que pode causar uma sobre velocidade do eixo turbina-gerador e instabilizar o sistema.

Uma ação natural para compensar esta queda na potência elétrica seria reduzir rapidamente a potência mecânica da turbina, fechando rapidamente as válvulas pré-existentes IV ou CV e IV em conjunto, limitando assim o torque acelerante.

O efeito de tais ações pode ser exemplificado pelo critério de igualdade de áreas mostrado na figura 5.1. Se uma área acelerante 1-2-3-4, figura 5.1-(a) é maior que a máxima área possível de desaceleração 4-5-7, o sistema perderá o sincronismo quando a falta for eliminada.

A partir desse princípio, pode-se assumir que se a potência mecânica for reduzida no menor intervalo de tempo possível, figura 5.1 -(b), a área de aceleração 1-2-3-4 será menor que a área possível de desaceleração 4-5-6-6', permitindo que o sistema permaneça estável.

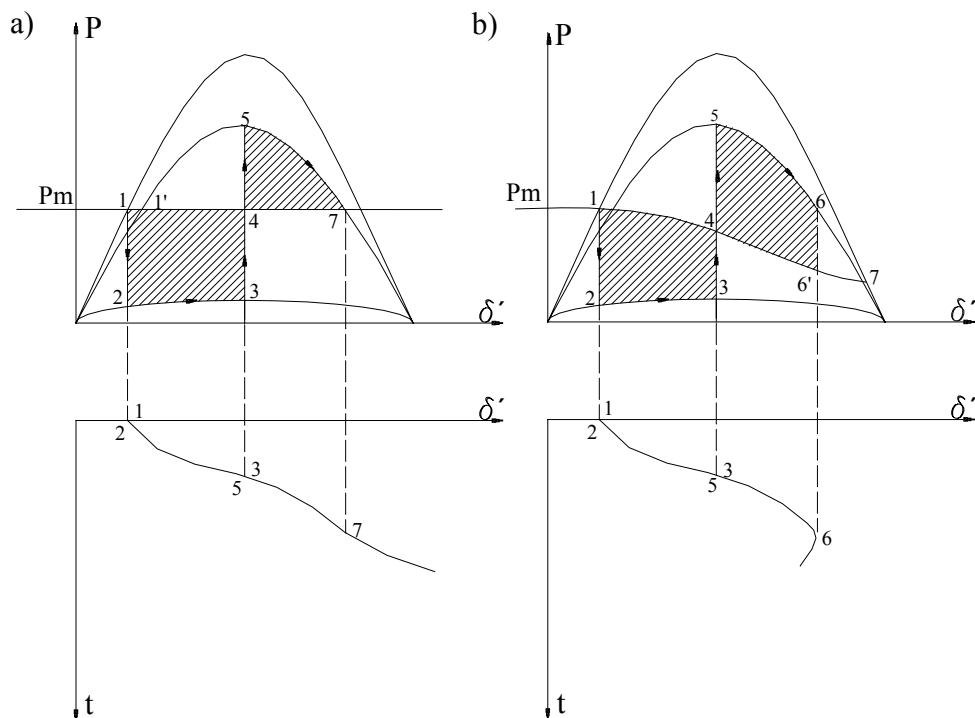


Figura 5.1 – Critério de igualdade de áreas.

Mudanças rápidas de potência mecânica necessitam de uma resposta muito rápida da turbina, da ordem de décimos de segundo. As respostas de turbinas a vapor podem ser controladas para

Capítulo 5 – Fast Valving

serem quase tão rápidas quanto se deseja devido à compressibilidade do fluido de trabalho. O dispositivo utilizado para diminuir o tempo de resposta das válvulas e conseqüentemente a potência mecânica é conhecido como FV.

Existem dois tipos de FV, a *Momentary* (MFV) e a *Sustained* (SFV), que podem ser diferenciados pelo posicionamento das válvulas ilustrados pela figura 5.2.

Quando as válvulas são fechadas e reabertas totalmente, a FV é conhecida como *Momentary* e a potência mecânica é restabelecida a um valor final que é igual ao valor pré-falta. Quando as válvulas são fechadas e reabertas parcialmente, a FV é conhecida como *Sustained* e o valor final da potência mecânica é menor que o valor pré-falta [Machowski, 97].

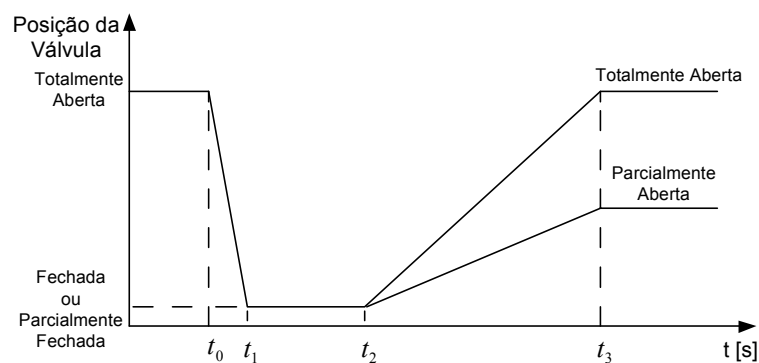


Figura 5.2 – Posicionamento da válvula.

A FV pode ser usada somente em turbinas que possuam reaquecimento, e portanto, em unidades de grande porte, da ordem de 250 MW ou maiores no caso de centrais a óleo e carvão e em qualquer unidade usada em centrais nucleares devido à grande capacidade de geração de potência das mesmas e também devido à existência do *Moisture Separator Reheater* (MSR) e reaquecedor.

No caso da FV tipo EVA, durante o fechamento da IV, o vapor que é gerado na caldeira ou pelo reator fica acumulado, no reaquecedor e no MSR, figura 5.3 e figura 5.4 dependendo do tipo de turbina. Logo o tempo que a válvula permanece total ou parcialmente fechada, o tempo de reabertura e as características do ciclo térmico devem ser analisados.

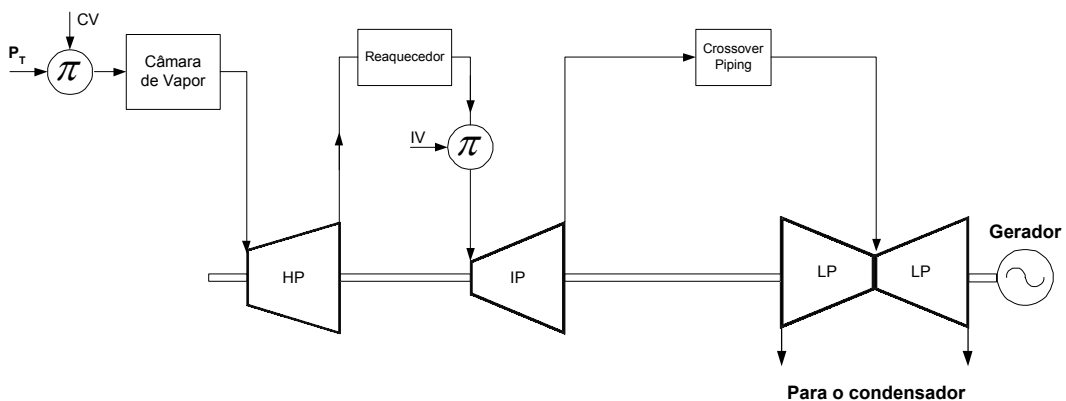


Figura 5.3 - Turbinas *tandem-compound*.

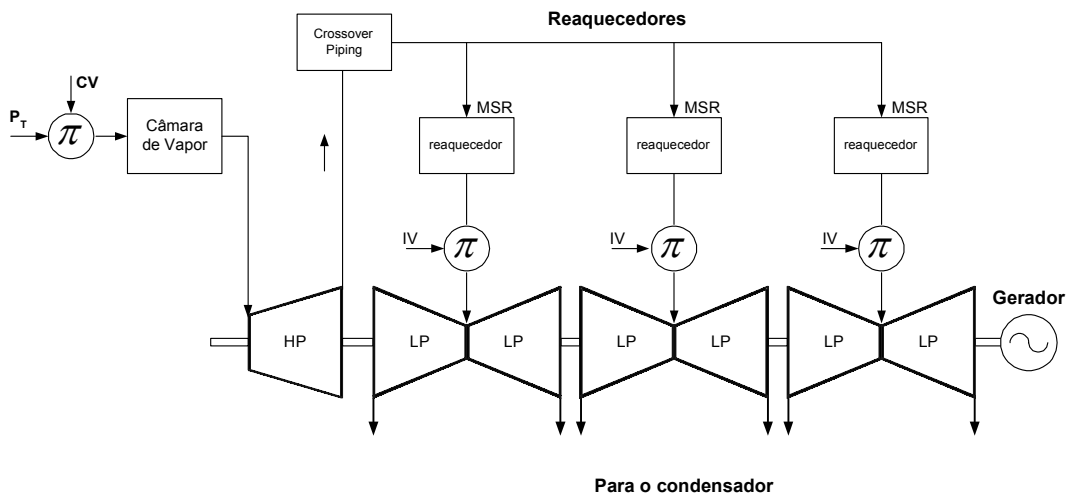


Figura 5.4 – Turbina termonuclear do tipo *tandem-compound*.

Considerando os modelos de turbinas usados, um rápido fechamento das válvulas de controle (CVs) não produzirá uma grande redução da potência da turbina rapidamente, pois o fator de participação de potência do estágio de alta pressão (FHP) corresponde, na maioria dos casos, a somente 30% da potência total da turbina.

Como o reaquecedor possui uma grande dimensão física, uma grande quantidade de vapor está armazenada em seu interior. Mesmo com o fechamento das CV a turbina ainda estará gerando 70% de sua potência total devido ao fluxo de massa de vapor do reaquecedor que se expandirá nos estágios de pressão intermediária e/ou de baixa pressão, dependendo do tipo de turbina. Portanto uma redução de potência mais efetiva pode ser obtida com o fechamento rápido somente das IV, que controlam o fluxo de vapor para os estágios de pressão intermediária e/ou de baixa pressão, correspondendo a 70% da potência total da turbina.

Os valores típicos de fatores de participação dos estágios das turbinas podem ser encontrados no Apêndice III, item C.3.

5.2 Atuação da Fast Valving

A FV pode ser acionada por vários tipos de sinal de monitoramento, dependendo do projeto do controle, podendo ser usados extensão do controle do regulador de velocidade, relés de proteção de linhas de transmissão, controle de aceleração, PLU, queda de tensão no barramento dentre outros [IEEE/ASME, 86]. A referência citada dá exemplos de várias usinas onde o tipo de controle foi empregado, indicando quais sinais de atuação foram utilizados ou estudados e não implementados.

Quando iniciada por dispositivos que medem variação de velocidade, PLU e transdutores de aceleração é recomendado que a FV possua um sinal adicional, geralmente feito pela ação de

Capítulo 5 – Fast Valving

relés de proteção, a fim de prevenir a atuação desnecessária das válvulas causada por faltas remotas [IEEE, 78]. Este sinal adicional também é indicado para evitar a atuação simultânea do controle da FV em um grande número de usinas térmicas a vapor próximas ao local de ocorrência da contingência, caso existam várias usinas que possuam máquinas com este tipo de controle [Park, 73].

Deve-se ressaltar que não existe um consenso geral para os sinais de controle que iniciam a atuação da válvula, pois o sinal adicional que compreende no uso de relés de proteção podem atrasar o início da atuação da válvula, prejudicando a estabilidade do sistema. Logo o objetivo principal da dissertação não é discutir filosofias de lógicas de acionamento da FV, mas sim desenvolver um modelo para a implementação da mesma.

A característica de atuação da válvula dá-se da seguinte forma: inicialmente as IV estão totalmente abertas permitindo a passagem total do fluxo de vapor. Após ter sido detectada uma condição crítica por algum tipo de monitoramento as IVs fecham-se parcialmente ou totalmente em aproximadamente 0,1s, permanecendo nesta posição por um tempo preestabelecido pela dinâmica do sistema. Após este tempo inicia-se o processo de reabertura que pode durar pouco mais de 10s, devido aos fatores de segurança do conjunto caldeira-turbina. Portanto o tempo total de atuação pode durar de 12 a 15s dependendo das dimensões físicas do conjunto, resistência à pressão e temperatura estabelecidas pelos fabricantes [IEEE/ASME, 86].

É importante ressaltar que o tempo mínimo de reabertura da válvula depende de quão rápidos os dispositivos envolvidos no processo são para realizar tal tarefa.

O mecanismo que aciona as válvulas (IV e/ou CV), já existentes na turbina, é um solenóide especial que libera fluido hidráulico de dentro de pistões, causando o fechamento e reabertura das válvulas [Cushing, 72] ou mecanismos compostos por molas [IEEE, 91].

Geralmente existem duas chaves de comando que dão a opção de habilitação ou não da FV, localizadas na sala de operação da usina, dando a liberdade de escolha se o mecanismo deve atuar ou não.

A responsabilidade para a operação destas chaves fica com os encarregados pelo despacho de carga do sistema que fornecem as instruções de operação. Na maioria das vezes a posição dessas duas chaves é monitorada via controle supervisão do escritório de despacho, isto permite que os operadores de despacho do sistema tenham o conhecimento a cada instante do estado dessas chaves.

A escolha da lógica de iniciação, da MFV ou SFV e do tempo de atuação são feitos monitorando-se todos os tipos de falhas e condições de distúrbio que podem levar à instabilidade, separando-as em dois grupos, as moderadas e as severas. A partir daí iniciam-se os estudos levando-se em conta as condições de estrangulamento do vapor, as características térmicas do ciclo a vapor, os tempos de fechamento e reabertura das válvulas e o seu tipo borboleta ou gaveta, sendo que válvula do tipo borboleta possui um tempo de resposta mais rápido para o fechamento e a válvula tipo gaveta um tempo de resposta menor na sua reabertura figura 5.5 [Cushing, 72].

A válvula tipo borboleta geralmente é usada em centrais term nucleares e é importante notar que o decaimento de potência está relacionado à energia do vapor, que é proporcional à pressão, portanto quanto menor a pressão que o vapor está comprimido, mais rápido a válvula será fechada [Cushing, 72].

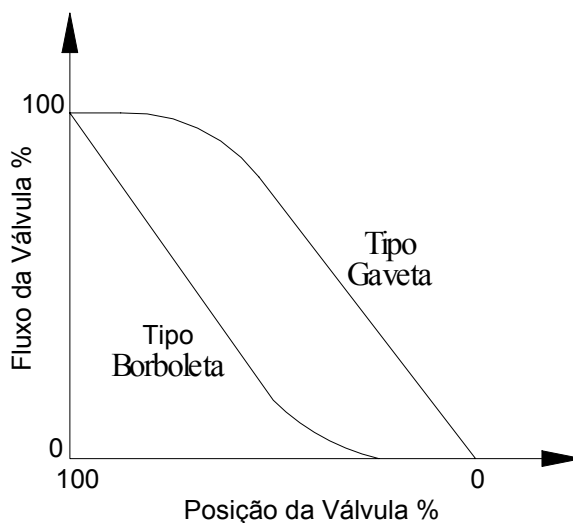


Figura 5.5 – Característica típica do fluxo da válvula.

Como a FV funciona, na maioria dos casos, pelo princípio do controle em malha aberta, para uma condição crítica detectada ela executará sua tarefa de fechar e reabrir definida pelo tempo preestabelecido no seu ajuste inicial, independentemente do tipo de condição de carregamento do circuito e do tipo de contingência, o que pode causar instabilidade mesmo com sua atuação.

Para isto é preciso fazer-se um estudo rigoroso do sistema em que a FV será implementada ou uma otimização do controle, que não será realizada no presente trabalho [Doudna, 88].

O principal problema que leva à instabilidade angular é o atraso no tempo de reabertura das válvulas que causa um aumento de pressão no reaquecedor, pois o fechamento das IVs interrompe o fluxo de vapor para os próximos estágios de pressão inferior.

Quando uma sobrepressão de 10% é detectada no interior do reaquecedor as suas válvulas de segurança liberam vapor contido em seu interior para a atmosfera ou condensador, prejudicando a dinâmica do sistema como um todo. Um rápido sistema de controle que possua uma grande capacidade de desvio do fluxo de vapor para o condensador traria um grande benefício, mas seu custo e complexidade deveriam ser pesados em relação aos ganhos com estabilidade [Cushing, 72].

Caso ocorra falha permanente na operação da válvula no instante em que ela se encontre na posição fechada, as válvulas de segurança de alívio de pressão se abrem, como mencionado anteriormente. Na ocorrência deste tipo de situação, o conjunto deve ser retirado de serviço.

Capítulo 5 – Fast Valving

O atraso no tempo de reabertura também aumenta a magnitude de oscilação do rotor, causando um *overshoot* de potência mecânica devido ao acúmulo de vapor no reaqueueador que é liberado na reabertura da válvula [Hassan, 99].

De acordo com [Hassan, 99], o tempo ótimo de reabertura da FV deve ser após a extinção da falta, no instante em que a velocidade angular é nula e a aceleração angular é negativa. Alguns autores citados em [Hassan, 99] sugerem que a válvula seja reaberta o mais rápido possível após o seu fechamento total, por duas razões: a primeira é conter o aumento de pressão no reaqueueador e a segunda é que o atraso na reabertura da válvula pode causar instabilidade.

Portanto o instante ótimo selecionado para a reabertura da válvula depende da máquina em particular e do sistema para onde a FV foi projetada.

O número de atuações da FV fica limitado em uma a cada dez minutos. Este tempo garante que os transitórios impostos à caldeira se estabilizem e evita a ocorrência de possíveis impactos térmicos causados à turbina, que podem levar à fadiga térmica e, portanto redução da sua vida útil [IEEE/ASME, 86].

Com relação à proteção [Delfino, 93] a FV não opera devido a faltas ocorridas no gerador e no transformador elevador da usina, pois nestes casos a unidade geradora é retirada do sistema. Quando se deseja observar os efeitos da FV, principalmente em simulações, os relés das linhas de transmissão ligadas à usina devem ser ajustados na segunda zona de proteção a fim de não inibir os efeitos de sua atuação.

Os elementos de proteção situados na zona compreendida entre o gerador e o transformador elevador devem ser ajustados com cuidado especial para que não haja desligamento indesejável durante a ação da FV, lembrando que a implantação da FV deve ser feita em todas as turbinas existentes em uma mesma usina, para não prejudicar a estabilidade do sistema.

A utilização da FV provoca ganhos significativos no tempo crítico de eliminação das faltas, sob estes pontos de vista os geradores síncronos são comumente construídos para suportar estresses causados pelos altos picos de corrente e torques pulsantes que aparecem nestas situações.

Com relação à operação, desde que bem ajustado o controle, não existem restrições elétricas, somente restrições mecânicas que devem ser observadas e avaliadas, tais como características térmicas do ciclo a vapor da planta, limitações da caldeira e possíveis sobrepressões. Sobrepressões podem ser evitadas diminuindo o tempo que a FV permanece fechada ou seu tempo de reabertura.

Logo a atuação da FV apresenta a vantagem de reduzir rapidamente a potência mecânica da turbina não sendo necessária à retirada da unidade geradora de serviço, evitando a inconveniência de resincronizar o conjunto ao sistema, fato que não seria possível sem sua atuação, sendo que tal atuação também aumenta o tempo crítico de eliminação de faltas.

Capítulo 5 – Fast Valving

Os tempos de acionamento da FV não podem ser instantâneos devido aos tempos de atraso envolvidos na detecção do defeito, na conversão dos sinais elétricos para o sinal de controle, transposição da inércia das válvulas e atraso de transporte do vapor.

O fechamento da CV deve ser cuidadosamente analisado para evitar a imposição de transitórios no sistema da caldeira, assim como outros possíveis problemas, tais como levantamento das válvulas de segurança da caldeira e estresses na turbina.

A escolha do controle da SFV, além de poder resolver o problema de estabilidade, pode eliminar os problemas de sobrecarga após o distúrbio, pois faz com que a unidade geradora permaneça em um nível de carga reduzido em relação ao ponto de operação que o sistema (linha remanescente) possa suportar [Doudna, 88].

Logo a SFV, além de apresentar a vantagem de reduzir rapidamente a potência da máquina, mantém sua potência exportada em níveis sustentáveis e pode ser mais vantajosa em termos de estabilidade de longo termo [Martin, 77].

Portanto a FV apresenta vantagem em relação à retirada da máquina, pois os processos de partida e resincronização apresentam custos. O resultado da retirada de uma máquina também implica em sua indisponibilidade por um período de tempo significativamente grande após a ocorrência do distúrbio [Doudna, 88] e pode fazer com que a caldeira esfrie, causando assim um atraso ainda maior para a resincronização ao sistema. Outra vantagem é que durante o período transitório a máquina permanece conectada ao sistema e, portanto sua inércia está presente no mesmo.

5.3 Novas Propostas para a Fast Valving

A literatura técnica relata algumas propostas avançadas de implementação da FV em unidades térmicas a vapor. Alguns dos principais artigos são citados a seguir:

- *Fast Valving Scheme Using Parallel Valves for Transient Stability Improvement* [Hassan, 99];
- *Improvement of Power System Transient Stability by Coordinated Operation of Fast Valving and Braking Resistor* [Patel, 03];
- *Power System Transient Stability Enhancement by Co-ordinated Fast Valving and Excitation Control of Synchronous Generators* [Machowski, 99];
- *Coordinative Control of Excitation and Fast Valving Using Artificial Neural Networks* [Yong, 93];
- *An Optimal Control Method for FV Using Maximum Principle* [Quanxi, 93];
- *Optimization Control of Fast Turbine Valve* [Xie, 93];

Capítulo 5 – Fast Valving

Em [Hassan, 99] um novo esquema de atuação da FV é introduzido. Fisicamente o esquema consiste na duplicação da tubulação pré-existente que liga o reaquecedor ao estágio de pressão intermediária ou de baixa pressão, dependendo do tipo de turbina.

Esta nova tubulação possui também uma válvula de interceptação, que permanece no estado contrário ao da outra válvula de interceptação da tubulação paralela.

Uma justificativa para a implementação desta nova filosofia de controle tem como base os fatores que podem vir a prejudicar a estabilidade do sistema devido às atuações convencionais da FV, sendo que o principal deles deve-se ao atraso na reabertura da válvula. Este atraso pode causar o aumento da magnitude de oscilação do rotor, ocasionando uma excursão (redução) do ângulo do rotor que pode deteriorar a estabilidade do sistema.

Outra justificativa para a implementação de uma nova filosofia de atuação da FV é que um suposto atraso no tempo de reabertura da mesma pode causar instabilidade na segunda oscilação, além de poder também causar aumento de pressão no reaquecedor devido ao acúmulo de vapor no mesmo durante o período de atuação da válvula, reduzindo assim a vida útil da turbina.

Com a implantação deste esquema, após ter sido dado o comando de fechamento de atuação da FV na válvula de interceptação que está aberta, um sinal de abertura pode ser dado para a segunda válvula, que está fechada, mesmo antes da primeira válvula se fechar.

Este tipo de configuração permite ainda que possam ser feitas múltiplas atuações da FV em espaços curtíssimos de tempo. No caso onde pode ocorrer instabilidade de segunda oscilação uma segunda atuação da FV pode ser tranquilamente efetuada a fim de evitar tal tipo de problema.

A grande vantagem da inserção de duas válvulas operando em antiparalelo em relação ao emprego do controle da FV em apenas uma válvula é que o tempo inerente de recarregamento de fluido para os pistões ou tempo de atraso causado por outros tipos de mecanismos utilizados é eliminado, pois a outra válvula elimina tal inconveniente.

O artigo propõe também um procedimento para selecionar o tempo ótimo de reabertura da FV a fim de se conseguir um aumento substancial na estabilidade transitória. O procedimento requer o monitoramento da variação da velocidade angular e também da aceleração angular da máquina.

O instante apropriado sugerido para a reabertura da válvula é o primeiro momento, após a extinção da falta, onde a velocidade angular é nula e a aceleração angular é negativa.

Em [Patel, 03], a operação coordenada da FV e *braking resistor* (resistor de frenagem) é empregada. A principal vantagem de se incluir o controle de ambos dispositivos é diminuir a potência acelerante da máquina durante o período transitório.

Com este tipo de estratégia, pode-se controlar tanto a geração de potência como a carga. A redução de potência mecânica é feita através da atuação da FV e o controle do aumento da carga é feito, dinamicamente, através de chaveamentos de resistores com alta capacidade de

Capítulo 5 – Fast Valving

dissipação para curtos períodos de tempo. Estes resistores absorvem o excesso de energia elétrica durante o período transitório, agindo assim como carga de amortecimento (*dump load*).

Também é utilizada operação recíproca de válvulas paralelas [Hassan, 02] para se superar a restrição devido ao tempo inerente do processo que a válvula permanece fechada.

As inserções e retiradas dos resistores, assim como o critério de fechamento e reabertura da FV são feitos com base na taxa de variação de energia cinética da máquina.

Em [Machowski, 99], um controle coordenado da FV e do sistema de excitação é utilizado. O sistema de controle da excitação é feito tendo como base a excitatriz tipo *Bang-bang*, que ocasiona uma rápida troca entre valores máximos e mínimos da tensão de excitação da máquina.

O algoritmo descrito para o controle sugere que a atuação da excitatriz *Bang-bang* seja feita somente durante o período de operação assíncrona da máquina, terminando quando o gerador passa da região de geração para a região de motorização (curva $P - \delta$) e a partir deste momento o *Power System Stabilizer* (PSS) passa a ser o controle dominante sobre o sistema de excitação.

A outra proposta do artigo é fazer a adaptação de PSSs, que usam variação de velocidade como sinal de realimentação, para casos onde ocorram oscilações intensas de potência elétrica. O controle adicional para o PSS é um filtro de Bessel (filtro passa baixa) para o sinal de potência elétrica, isto faz com que o PSS atue como um sistema de controle adaptativo, sendo assim mais eficiente quando ocorrem grandes oscilações de potência elétrica, principalmente quando o sinal de potência elétrica passa pela região de motorização (curva $P - \delta$).

Em [Yong, 93], são utilizadas redes neurais na montagem de um controle coordenado entre o sistema de excitação e a FV baseando-se no controle linear ótimo para excitação da máquina.

As redes neurais são aplicadas ao sistema de excitação e ao controle da FV, utilizando-se de suas características de mapeamento não-linear e de auto-aprendizado para atingir melhores efeitos sob diferentes tipos de distúrbio.

As duas redes neurais construídas são utilizadas para coordenarem os efeitos de ganho constante do sistema de excitação sob pequenos e grandes distúrbios e efetuar o controle coordenado da FV com o sistema de excitação, respectivamente. Com isto é possível prevenir que o sistema torne-se instável em oscilações de segunda ordem, além de melhorar seu comportamento dinâmico.

Em [Quanxi, 93], um novo controle ótimo baseado na teoria do máximo princípio é apresentado. Nesta teoria a limitação da variável de controle da FV pode ser considerada, fato que não é possível na teoria de controle ótimo linear.

Com este tipo de técnica prova-se que o novo controle da FV pode adaptar-se a qualquer tipo de falta e distinguir automaticamente todo tipo de contingência em diferentes modos de operação.

Em [Xie, 93], um controle ótimo multivariável da FV é acoplado ao sistema de excitação do gerador. O método permite que a atuação da FV se adapte aos diversos tipos e localizações de faltas, bem como às diferentes configurações do sistema.

As variáveis de controle medidas utilizadas são velocidade, potência elétrica, tensão terminal do gerador, posição da válvula de interceptação, tensão de controle de excitação da máquina e tensão de controle da FV, após isto o controle ótimo multivariável é projetado através de um algoritmo de otimização de interpolação global multidimensional.

5.4 Desenvolvimento de Modelos no Simulink

Nos próximos sub-itens são mostrados os modelos aproximados e reais de MFV e SFV, como os mesmos foram desenvolvidos e algumas simulações ilustrando as principais características de funcionamento das válvulas, comparando resultados de sua atuação com resultados de uma turbina com regulador de velocidade convencional.

O projeto de controle da FV foi realizado de tal maneira que, a partir de especificações encontradas em artigos e alguns livros, foram desenvolvidos os modelos matemáticos.

O processo de desenvolvimento de modelos geralmente não é direto e o desenvolvimento foi sendo feito através de tentativas e erros, além de simplificações que não afetaram o comportamento e a precisão do mesmo. Tais simplificações tornaram-se necessárias devido à necessidade de implementação do modelo desenvolvido no programa de análise de transitórios eletromecânicos ANATEM do Cepel, onde alguns blocos de funções de transferência e de controle ainda não existem.

Os resultados obtidos nas etapas de adaptação ao programa de transitórios eletromecânicos foram positivos, pois simplificaram o modelo e tornaram-no muito mais rápido em termos de velocidade de processamento.

Primeiramente foi desenvolvido um modelo aproximado da FV e no decorrer da pesquisa foi desenvolvido um modelo que descrevia o posicionamento exato da válvula em função do tempo.

5.4.1 Modelo Isolado – Malha PF

Para poder observar o comportamento dinâmico da turbina operando isoladamente frente a perturbações como variações de potência elétrica, deve-se incluir blocos de regulação do sistema (ganho ou estatismo permanente R), regulador de velocidade e inércia do sistema, formando assim a malha Potência – Freqüência (PF).

Um regulador isócrono ou proporcional integral deve ser usado em sistemas isolados, já o

regulador com queda deve ser usado em sistemas onde duas ou mais unidades geradoras estão interligadas.

A figura 5.6 representa o modelo, na forma de diagrama de blocos, da malha PF com turbina tipo *Tandem Compound* (1.1.1), para a implementação dos modelos desenvolvidos de FV. O regulador de velocidade utilizado foi um do tipo Proporcional – Integral (PI).

Os valores adotados para as constantes de tempo da turbina foram os valores médios para cada estágio, conforme tabela c.1, Apêndice III. Logo os valores das constantes de tempo da câmara de vapor, do reaquecedor e do *crossover piping* são $T_{CH} = 0,25 s$, $T_{RH} = 7,5 s$ e $T_{CO} = 0,4 s$, respectivamente.

Os valores dos fatores de participação dos estágios de alta pressão, pressão intermediária e baixa pressão da turbina são: $FHP = 0,3 p.u.$, $FIP = 0,4 p.u.$ e $FLP = 0,3 p.u.$, respectivamente.

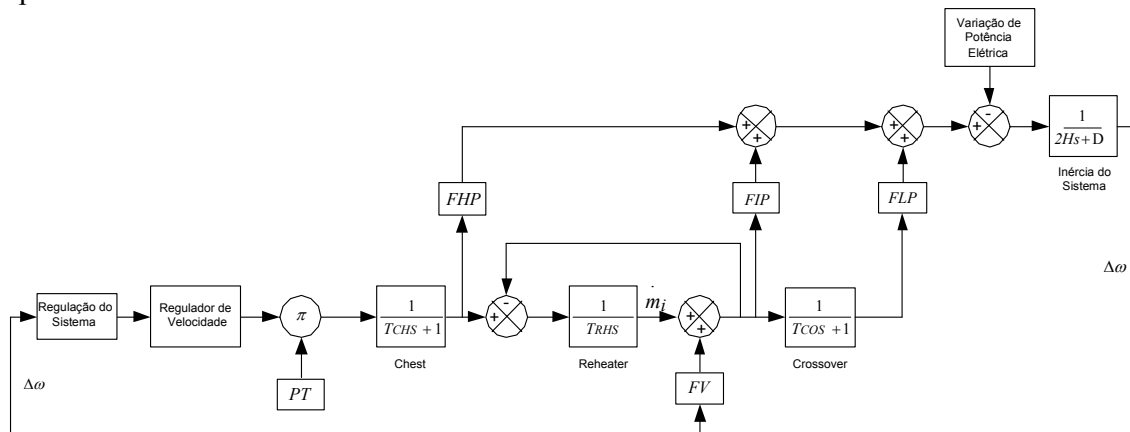


Figura 5.6 – Diagrama de blocos da malha PF da turbina *tandem compound* (1.1.1) para implementação da FV.

A variação de potência elétrica representada na figura 5.6 corresponde a um degrau que é ajustado no valor da magnitude desejada com valor em *p.u.*

5.4.2 Modelo Aproximado

Os primeiros modelos desenvolvidos no *Simulink* levam em consideração o posicionamento de válvula no decorrer do tempo igual aos descritos pela figura 5.7 e portanto representa um modelo aproximado, pois considera o tempo de fechamento e o de reabertura nulos.

Capítulo 5 – Fast Valving

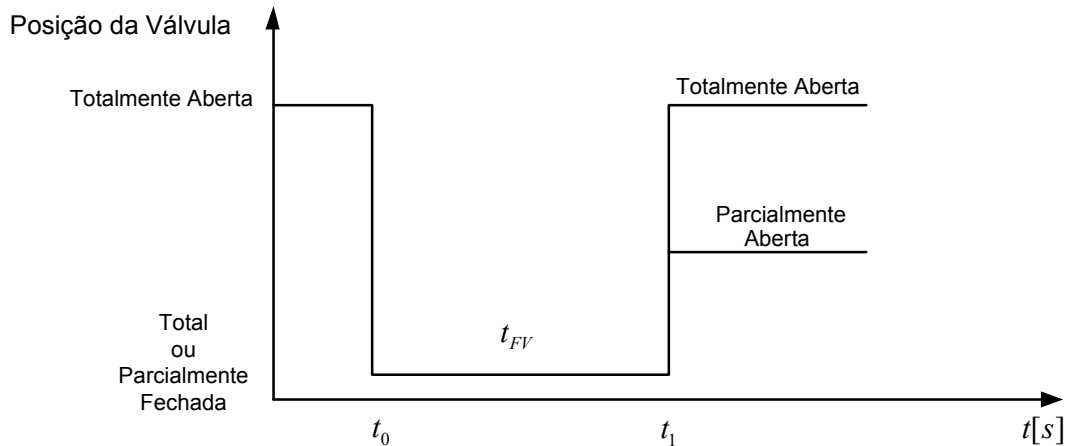


Figura 5.7 – Sinal aproximado da FV.

O desenvolvimento de um diagrama de blocos para o modelo aproximado da MFV, onde a válvula reabre-se totalmente está ilustrado na figura 5.8.

Neste caso foi utilizada uma chave de sobrevelocidade, onde após ter sido detectada uma condição crítica e quando a variação de velocidade angular da turbina ultrapassa um valor pré-determinado, é enviado um comando para a habilitação do fechamento da válvula.

A utilização do *Flip Flop* do tipo SR deve-se ao fato de que quando ocorrem grandes distúrbios, se o sistema suporta o impacto, ocorrem oscilações que tendem a se amortecer. Estas oscilações podem atingir várias vezes os valores pré-estabelecidos de sobrevelocidade, causando acionamentos múltiplos da válvula, deteriorando assim a estabilidade do sistema como um todo.

Os múltiplos acionamentos poderiam também ocorrer com uma frequência elevada e fazer com que os vários sinais de comando tivessem apenas um sentido matemático, pois não haveria um dispositivo físico tão rápido capaz de fechar e reabrir a válvula com tal velocidade.

A inserção do dispositivo de memória no modelo fez com que o problema dos prováveis múltiplos acionamentos fosse eliminado. Estas conclusões foram tiradas no decorrer do desenvolvimento dos modelos através de observações de várias simulações realizadas.

A função de transferência $e^{-s(t_{FV})}$ representa o atraso de transporte de sinais, Apêndice II, e que quando combinada com o bloco somador simula o sinal aproximado da FV, representado pela figura 5.8, onde t_{FV} é o tempo que a válvula permanece fechada.

Deve-se ressaltar que as conclusões tiradas durante o desenvolvimento do diagrama de blocos do modelo aproximado da MFV servem para todos os outros tipos de modelo desenvolvidos, incluindo os modelos exatos de posicionamento da válvula no decorrer do tempo.

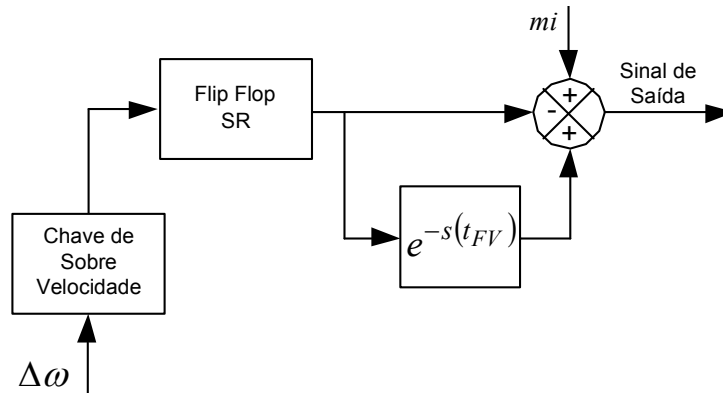


Figura 5.8 – Diagrama de blocos da *momentary fast valving* - sinal aproximado da FV.

O desenvolvimento do modelo aproximado da SFV está ilustrado na figura 5.9, a única diferença entre este modelo e o modelo aproximado da MFV é a inclusão de um somador e um limitador.

O sinal de saída da MFV deve ser somado ao sinal \dot{m}_i , que representa o fluxo de vapor proveniente do reaquecedor da turbina a vapor. No caso do modelo da SFV este sinal deve ser somado com o sinal proveniente da função de transferência $e^{-s(t_{FV})}$ e limitado pelos valores máximo e mínimo SFV e L respectivamente, onde o limite máximo representa a porção que a válvula se reabrirá.

O valor dado à constante SFV , que deve estar no intervalo de 0 a 1, é que determina o quanto a válvula se reabrirá durante a sua atuação. Se à SFV for atribuído um valor de 0,7, a válvula se reabrirá 70% e assim por diante. A L deve-se atribuir o valor -1.

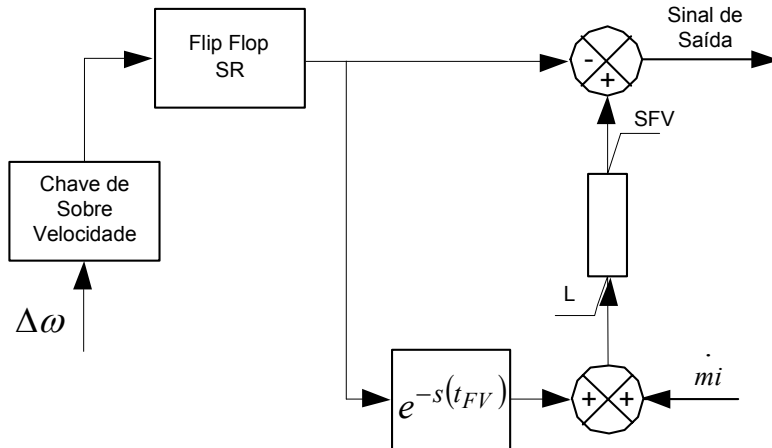


Figura 5.9 – Diagrama de blocos da *sustained fast valving* - sinal aproximado da FV.

O acoplamento do diagrama de blocos do modelo da figura 5.8 ao diagrama de blocos da figura 5.6 pode ser melhor visualizado no Apêndice III, figura c.12. A inclusão dos diversos modelos de FV pode ser feita de maneira análoga.

Os resultados das implementações dos modelos aproximados da MFV e da SFV estão

Capítulo 5 – Fast Valving

ilustrados desde a figura 5.10 até a figura 5.16.

A figura 5.10 e a figura 5.11 mostram as variações de velocidade angular em $p.u.$ da turbina tipo *Tandem Compound*, diagrama de blocos da figura 5.6, para uma redução de potência elétrica no valor de 40% da potência total da máquina. O tempo em que a válvula ficou completamente fechada, t_{FV} foi de 0,5s e o valor da sobrevelocidade de acionamento da válvula foi de 2%. Para a atuação da SFV, o valor de reabertura da IV foi de 50%.

Tanto a atuação da MFV quanto da SFV limitaram a velocidade angular em $1,02 p.u.$, como mostra a figura 5.10 e a figura 5.11, mas a atuação da SFV causa menor variação se comparada com a atuação da MFV, além de um tempo de acomodação menor.

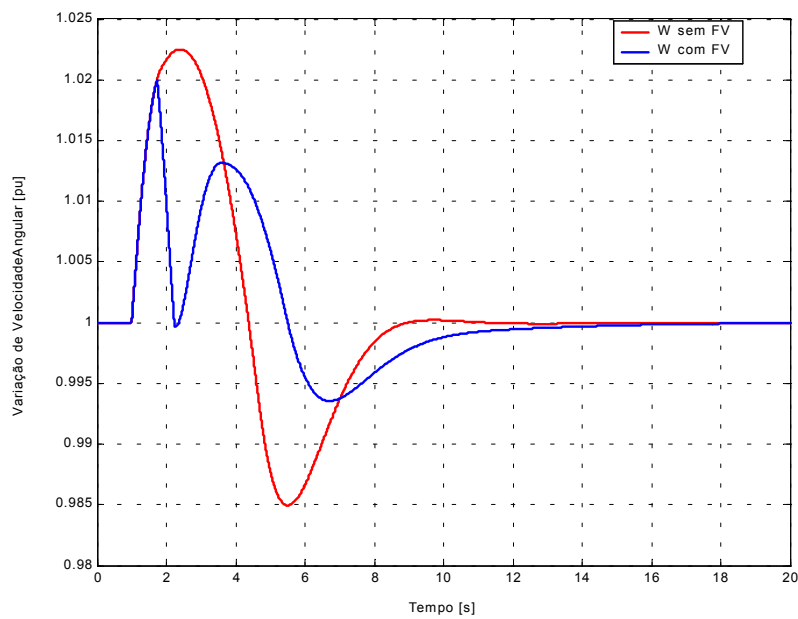


Figura 5.10 – Variações de velocidade angular com e sem *momentary fast valving*.

Capítulo 5 – Fast Valving

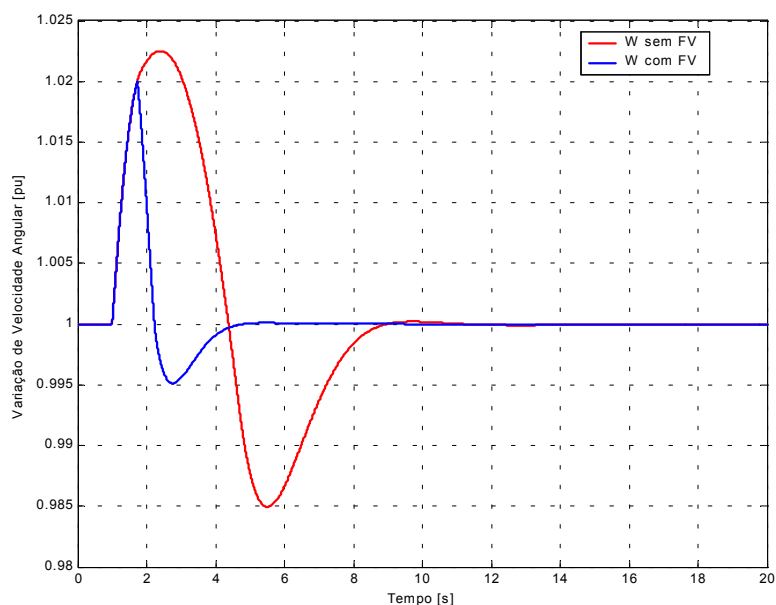


Figura 5.11 – Variações de velocidade angular com e sem *sustained fast valving*.

Para a mesma perturbação imposta e mesmos ajustes no tempo de atuação da FV, a figura 5.12 e a figura 5.13 mostram as variações de potência mecânica da turbina com e sem a atuação da MFV e com e sem a atuação da SFV, respectivamente.

Com a utilização do sinal de controle aproximado, figura 5.7, o tempo em que a válvula permaneceu fechada t_{FV} foi de 0,5s. Pode se observar que quando a válvula atua ocorre uma redução rápida da potência mecânica.

A implementação da FV foi feita somente na IV, que nesta simulação corta os estágios de média e baixa pressão por 0,5s, logo 70% da potência mecânica total da turbina tipo *Tandem Compound* (1.1.1) é cortado rapidamente.

Uma redução de 70% de potência mecânica deveria ocorrer, mas conforme pode ser visto houve uma redução um pouco superior a 80%, que se deve ao fato da atuação do regulador de velocidade em conjunto com a atuação da FV.

Capítulo 5 – Fast Valving

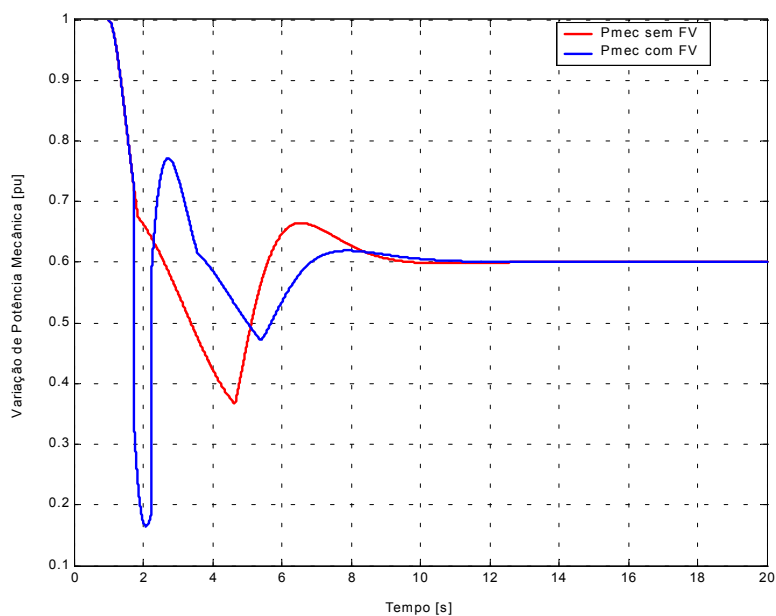


Figura 5.12 – Variações de potência mecânica com e sem *momentary fast valving*.

No caso da atuação da SFV, onde o valor de reabertura da válvula foi ajustado em 50%, apesar da rápida redução imposta, o tempo de acomodação da potência mecânica foi menor do que ao da turbina sem o dispositivo como pode ser visto na figura 5.13.

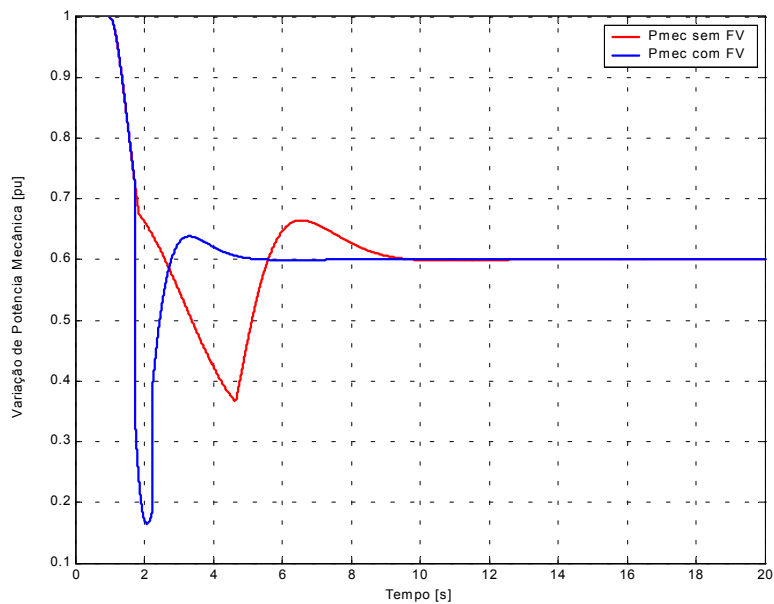


Figura 5.13 – Variações de potência mecânica com e sem *sustained fast valving*.

A figura 5.14 ilustra a variação de potência mecânica, por estágio da turbina, devido somente à atuação do regulador de velocidade. Pode-se notar que o regulador de velocidade tem maior

Capítulo 5 – Fast Valving

influência no estágio de alta pressão do que nos outros dois estágios restantes principalmente devido à existência do reaquecedor.

A explicação para este fato é que antes do estágio de pressão intermediária existe o reaquecedor, que como já foi mencionado anteriormente, apresenta uma grande dimensão física e portanto uma constante de tempo elevada fazendo com que a atuação do regulador de velocidade na válvula de controle (CV) não tenha uma grande influência na variação de potência dos estágios de pressão inferiores.

A redução brusca de potência no estágio de alta pressão deve-se ao fato da aplicação de um degrau no valor de 40% da potência elétrica total da máquina e também a um regulador de velocidade rápido.

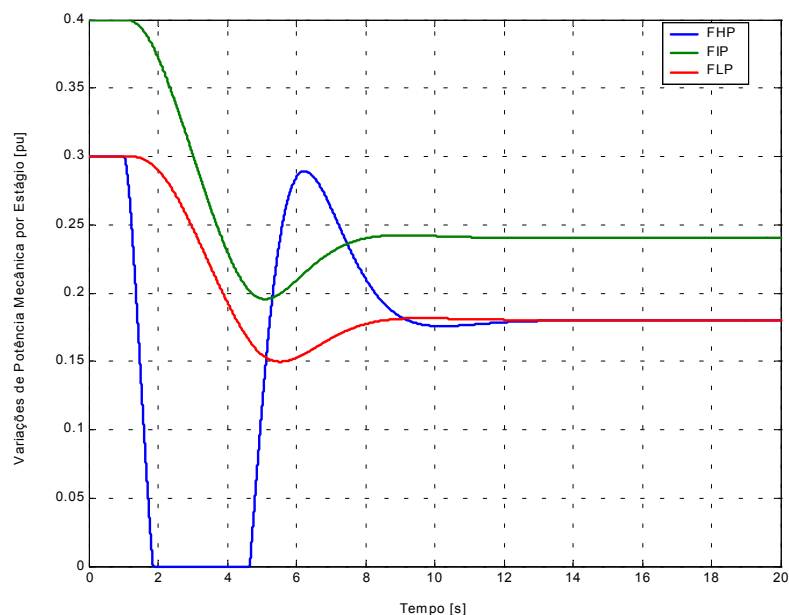


Figura 5.14 – Variações de potência mecânica por estágios sem *fast valving*.

A figura 5.15 e a figura 5.16 ilustram a variação de potência mecânica, por estágio da turbina, devido à atuação do regulador de velocidade na CV e também devido à atuação da FV na IV para a MFVe SFV, respectivamente.

Pode-se notar que com a atuação da FV, ocorre uma rápida redução de potência nos estágios de pressão intermediária e de baixa pressão, pois a válvula de interceptação fica alocada fisicamente após o reaquecedor, impedindo que a massa de vapor do mesmo se expanda nos estágios de pressão inferior.

Se comparadas às figuras 5.14, 5.15 e 5.16, pode-se notar que nas duas últimas figuras citadas há uma rápida redução de potência nos estágios de media (FIP) e baixa pressão (FLP), mostrando assim que estes dois estágios tiveram suas potências reduzidas devido à atuação da MFV e SFV, respectivamente, como esperado.

Capítulo 5 – Fast Valving

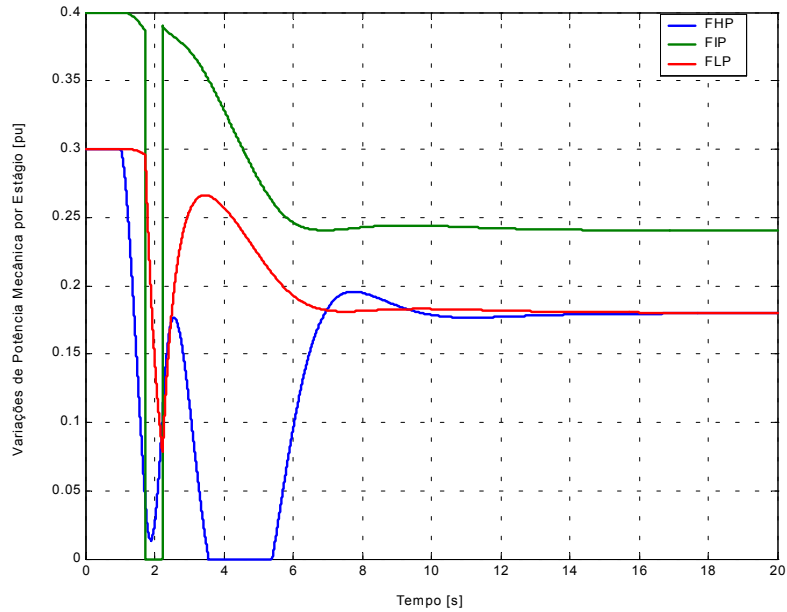


Figura 5.15 – Variações de potência mecânica por estágios com *momentary fast valving*.

A reabertura da IV foi ajustada em 50% e isto realmente ocorreu como pode ser visto na figura 5.16.

Pode-se observar que houve uma redução de 50% em FIP e FLP, passando de 0,4 para 0,2 *p.u.* e de 0,3 para 0,15 *p.u.*, respectivamente.

Deve-se lembrar que este modelo de SFV é o modelo aproximado, por isto FIP apresenta uma forma não convencional de comportamento dinâmico.

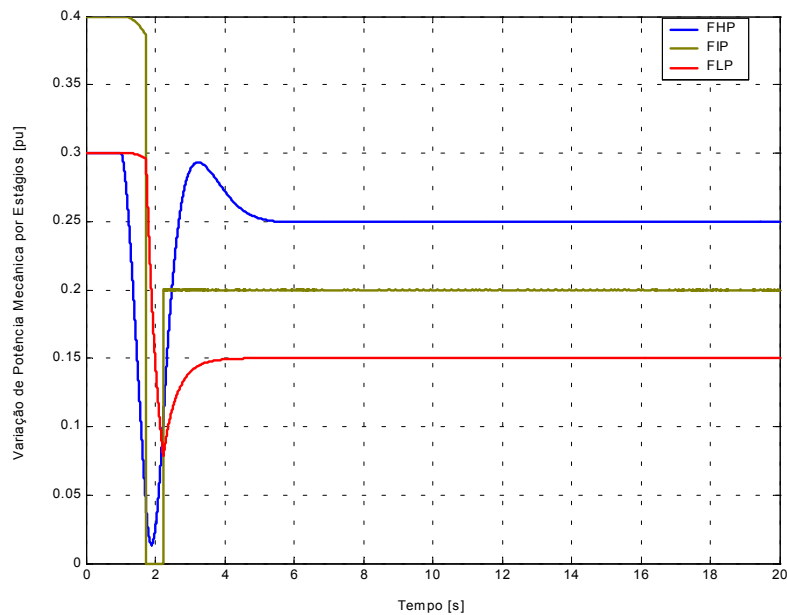


Figura 5.16 – Variações de potência mecânica por estágios com *sustained fast valving*.

5.4.3 Modelo Real

Os modelos reais de posicionamento de válvula no decorrer do tempo para MFV e SFV estão representados pela figura 5.17 e os próximos modelos desenvolvidos no *Simulink* levam em consideração o posicionamento real da válvula.

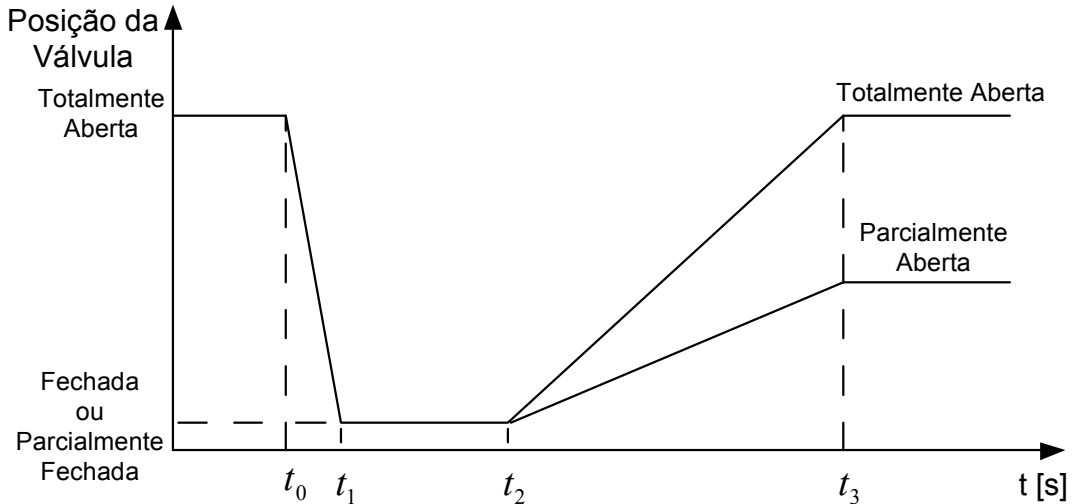


Figura 5.17 – Sinal real da *fast valving*.

O modelo da FV foi projetado de maneira a considerar as restrições mencionadas para sua atuação, mas agora leva-se em consideração, além do tempo em que a válvula permanece fechada, os tempos de fechamento e de reabertura.

Nos modelos desenvolvidos e ilustrados pela figura 5.18 e pela figura 5.19, os valores de td , tm e ts , indicam os tempos de descida ou fechamento, tempo morto e tempo de subida ou reabertura da FV, conforme a figura 5.17, onde: $td = t_1 - t_0$, $tm = t_2 - t_1$ e $ts = t_3 - t_2$.

A chave de sobrevelocidade é o circuito que efetua o disparo quando se detecta uma sobrevelocidade maior que a especificada, *após ter sido detectada uma condição crítica*.

Já o *Flip-Flop* tipo SR, que é um dispositivo de memória, garante que a FV atue somente uma vez após a mudança de estado da chave. Devido ao fato dos estudos de estabilidade transitória durarem pouco menos de meio minuto, uma vez acionada a FV ela só atuará novamente caso seja feita uma nova simulação. Como não está se fazendo um estudo de estabilidade de longo termo, que possibilitaria uma nova atuação em um intervalo de tempo condizente com os objetivos do estudo, o modelo torna-se coerente. Caso deseje-se fazer tal tipo de estudo, deve-se apenas reiniciar o *Flip-Flop* tipo SR em um determinado tempo após a primeira atuação da válvula.

A figura 5.18 representa o diagrama de blocos da MFV, onde o valor de m_i é o sinal proveniente do reaquecedor da turbina.

Capítulo 5 – Fast Valving

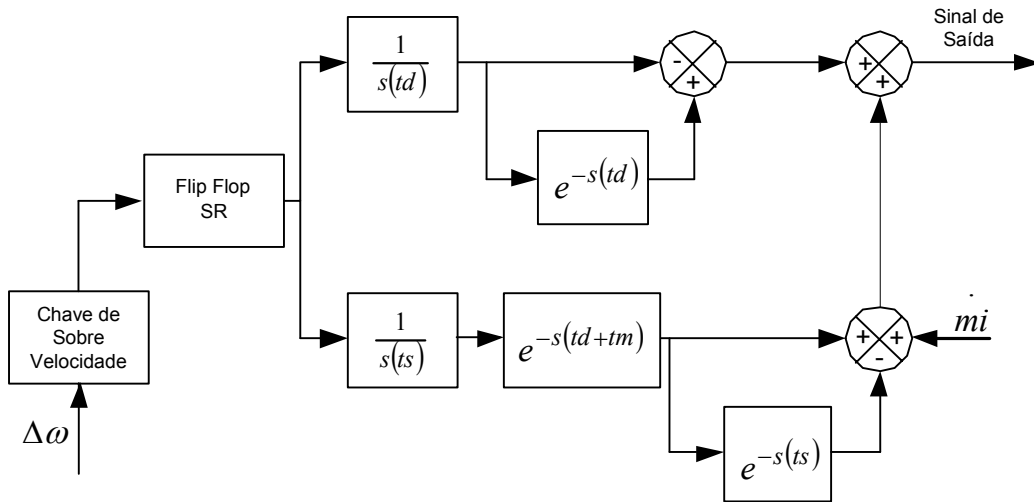


Figura 5.18 – Diagrama de blocos da *momentary fast valving*.

O modelo desenvolvido da SFV está ilustrado na figura 5.19 na forma de diagrama de blocos. Neste diagrama de blocos os valores atribuídos às duas constantes *SFV* devem ser iguais. O valor de *SFV* no limite superior do bloco limitador indica a posição final da válvula, variando de 0 a 1, já na função de transferência *SFV* serve para corrigir o tempo de abertura da válvula.

Se na figura 5.19 for atribuído à *SFV* o valor 1, o modelo da SFV se transforma no modelo da MFV, ilustrado pela figura 5.18. Ao valor de *L* deve-se atribuir -1, sendo isto facultativo, pois no modelo da MFV o limitador não é necessário.

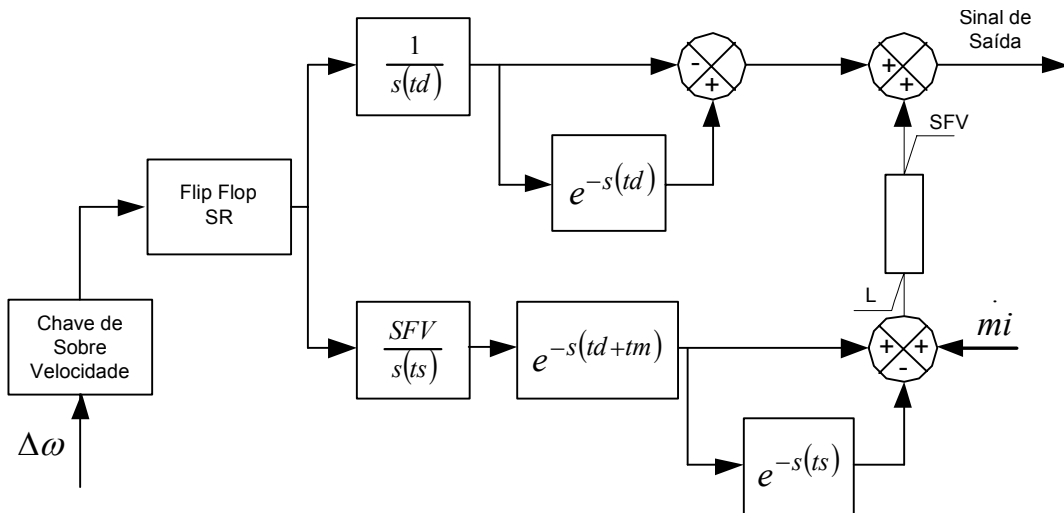


Figura 5.19 – Diagrama de blocos da *sustained fast valving*.

Capítulo 5 – Fast Valving

As simulações da figura 5.20 à figura 5.25 ilustram o comportamento para a atuação da MFV e da SFV e consideram os tempos de: fechamento, tempo que a válvula permanece fechada e o tempo de reabertura, conforme figura 5.17.

As simulações mostram as variações de velocidade angular, de potência mecânica total e por estágios em *p.u.* da turbina tipo *Tandem Compound* (1.1.1), malha PF da figura 5.6, para uma redução de potência elétrica no valor de 40% da potência total da máquina.

O tempo de fechamento, o que a válvula permaneceu fechada e o de reabertura, considerados foram: $td = t_1 - t_0 = 0,1s$, $tm = t_2 - t_1 = 0,2s$ e $ts = t_3 - t_2 = 0,8s$, respectivamente. O valor da sobrevelocidade de acionamento da válvula foi de 2%. Para a atuação da SFV, o valor de reabertura da válvula de interceptação (IV) foi de 50%.

As atuações das MFVs limitam a velocidade angular em 1,02 *p.u.*, como mostram a figura 5.20 e a figura 5.21, mas a atuação da SFV causa menor variação e tempo de acomodação na velocidade angular.

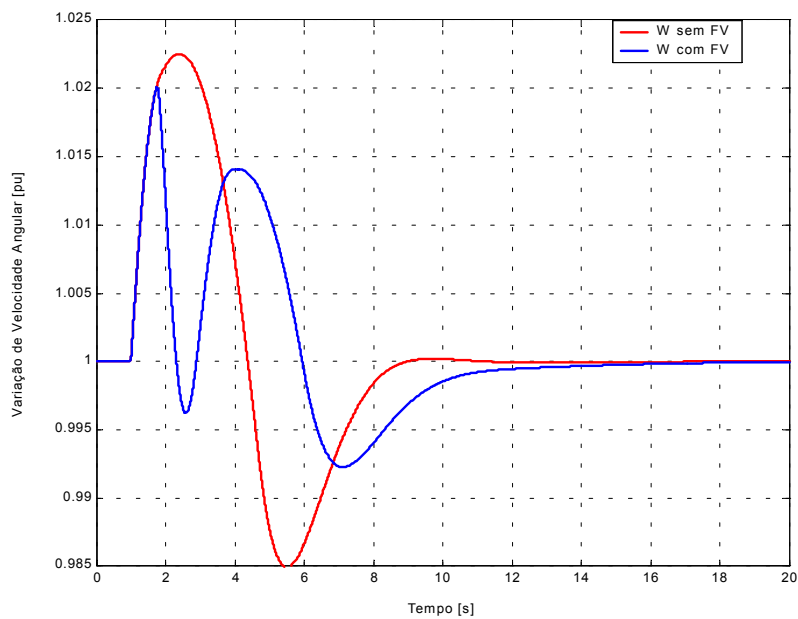


Figura 5.20 – Variações de velocidade angular com e sem *momentary fast valving*.

Capítulo 5 – Fast Valving

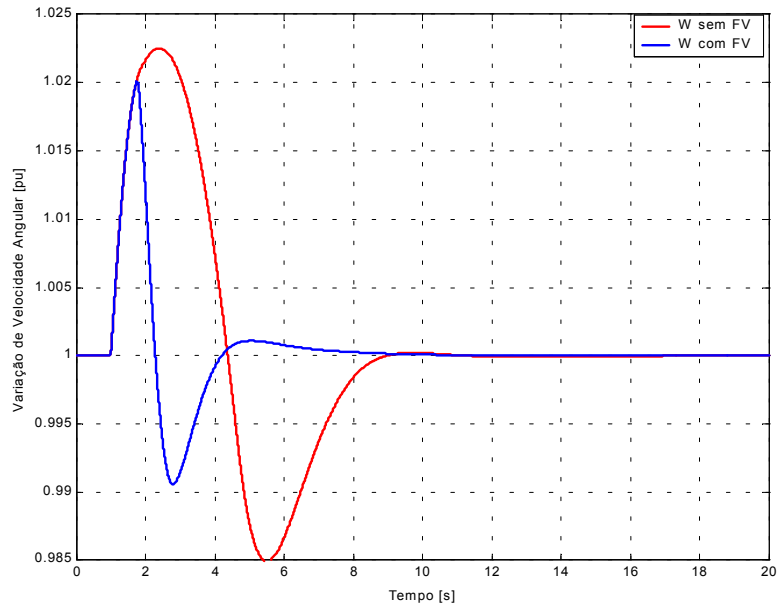


Figura 5.21 – Variações de velocidade angular com e sem *sustained fast valving*.

Na figura 5.22, para o tipo de turbina utilizado, *Tandem Compound* (1.1.1), deveria ocorrer uma redução de 70% de potência mecânica, mas conforme pode ser visto e como já foi mencionado anteriormente, houve uma redução um pouco superior a 80%. Isto se deve ao fato da atuação do regulador de velocidade em conjunto com a atuação da válvula.

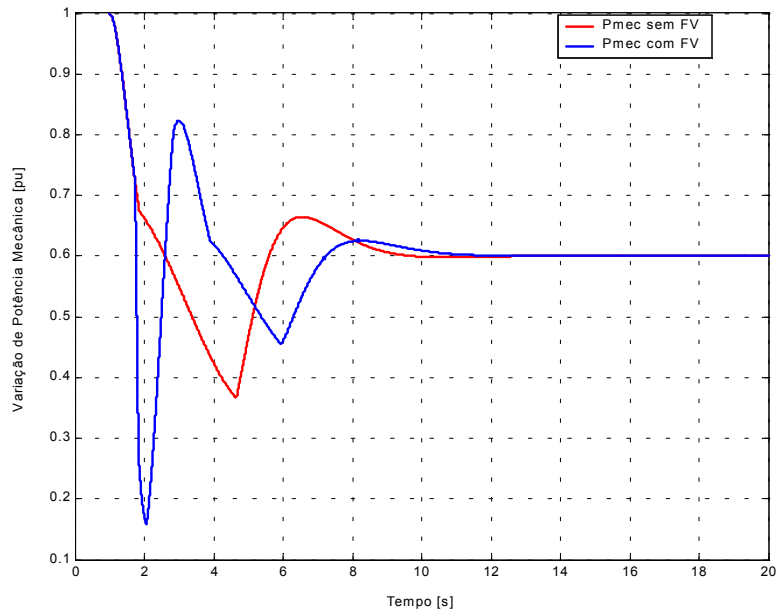


Figura 5.22 – Variações de potência mecânica com e sem *momentary fast valving*.

A figura 5.23 compara as variações de potência mecânica com e sem SFV. Pode-se notar que a curva que mostra a variação de potência mecânica, quando a SFV atua, apresenta rápida redução de potência mecânica.

Capítulo 5 – Fast Valving

Também nota-se que a retomada de potência ocorre na forma de uma rampa devido à inclusão do tempo de reabertura da válvula no modelo $ts = t_3 - t_2 = 0,8s$.

Se comparadas a figura 5.22 e a figura 5.23, quando da atuação da válvula, pode-se notar que a atuação da SFV causa menor *overshoot* de potência, devido ao fato da reabertura da válvula de interceptação ser menor, neste caso 50%, ajudando assim no controle da redução de potência mecânica da turbina.

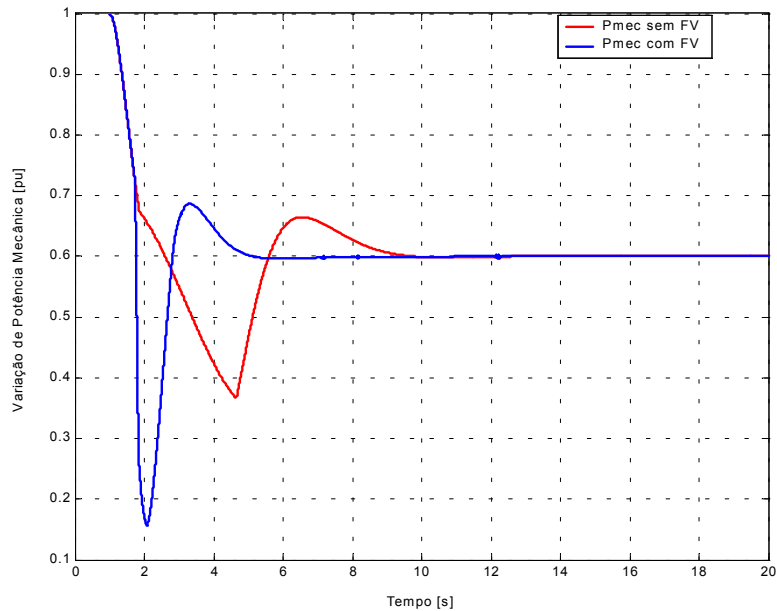


Figura 5.23 – Variações de potência mecânica com e sem *sustained fast valving*.

A figura 5.24 e a figura 5.25 ilustram a variação de potência mecânica por estágio da turbina *Tandem Compound* (1.1.1) para a atuação da MFV e SFV, respectivamente. Pode-se notar que os FIP tiveram uma redução brusca de potência e houve uma retomada em forma de rampa de acordo com os tempos de reabertura da válvula.

No caso da SFV a reabertura da IV foi ajustada em 50% e isto realmente ocorreu como pode ser visto na figura 5.25. Pode-se observar que houve uma redução de 50% em FIP e FLP, passando de 0,4 para 0,2 *p.u.* e de 0,3 para 0,15 *p.u.*, respectivamente. Este ajuste na reabertura da válvula de interceptação faz com que o *overshoot* de potência mecânica total seja menor, conforme pode-se observar na figura 5.23.

Capítulo 5 – Fast Valving

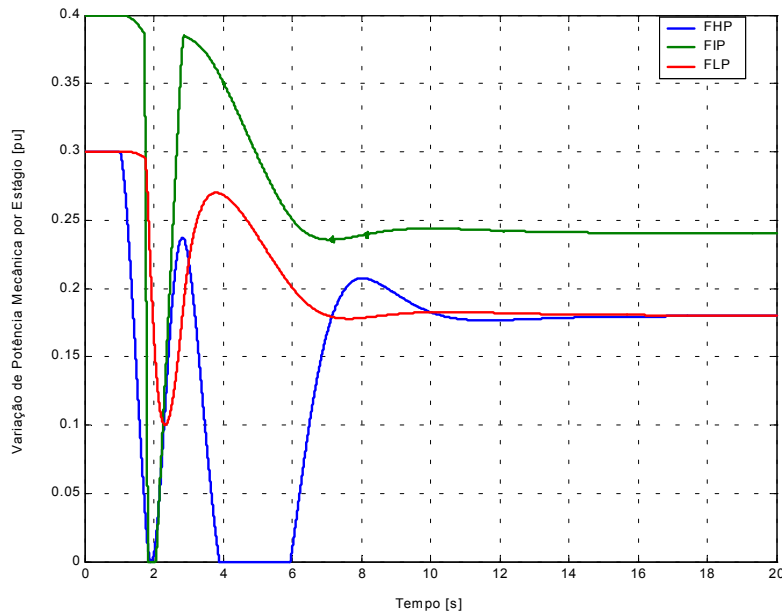


Figura 5.24 – Variações de potência mecânica por estágio com *momentary fast valving*.

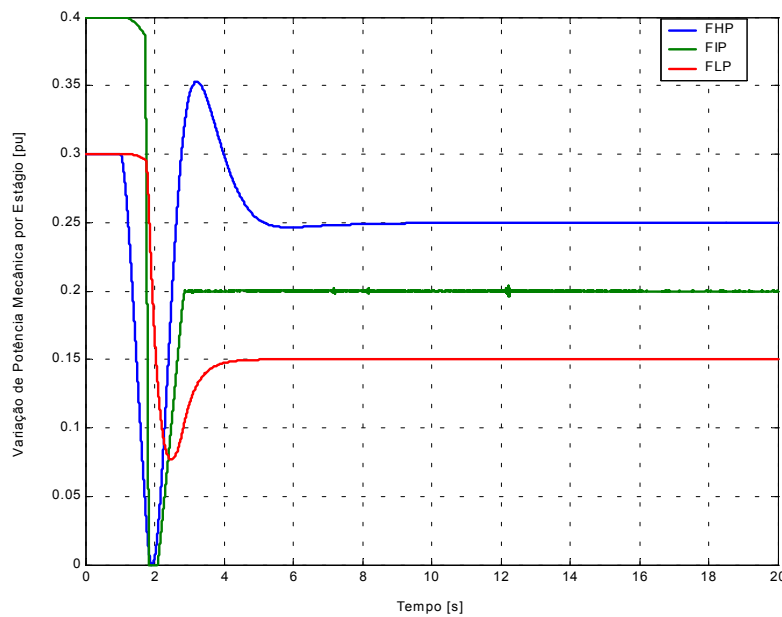


Figura 5.25 – Variações de potência mecânica por estágio com *sustained fast valving*.

5.4.4 Comparação Modelo Aproximado e Real

As comparações a seguir foram feitas para os modelos aproximado e real da FV, considerando a MFV e a SFV. Para o modelo aproximado, os tempos de fechamento e reabertura da válvula foram imediatos, figura 5.7, e o tempo que a válvula permaneceu fechada foi de 0,5s. Para o modelo real, figura 5.17, os tempos de fechamento, o que a válvula permaneceu fechada e o de

Capítulo 5 – Fast Valving

reabertura foram: 0,1s, 0,2s e 0,8s, respectivamente.

As comparações dos modelos aproximado e o modelo real de MFV e SFV são mostradas na figura 5.26 e na figura 5.27. O modelo aproximado apresentou uma menor variação para os valores adotados de tempo de atuação da válvula nos dois casos.

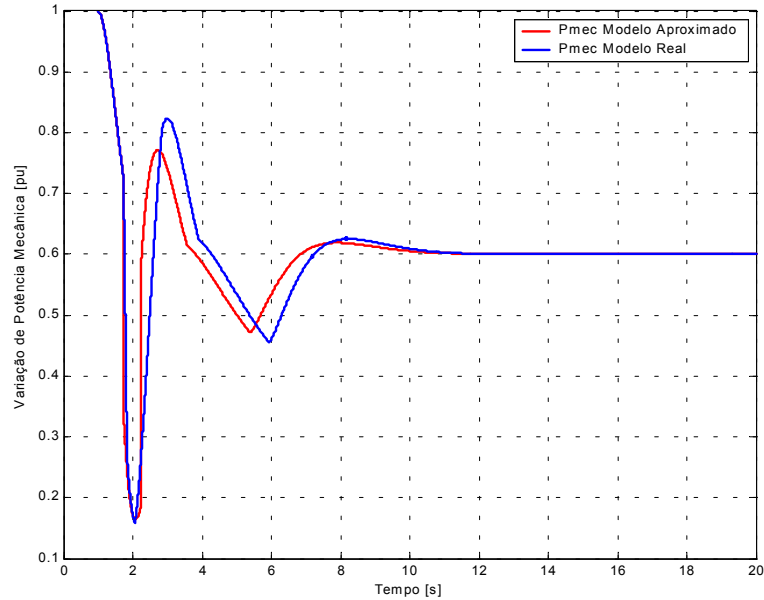


Figura 5.26 – Comparações de variações de potência mecânica para MFV - modelos aproximado e real.

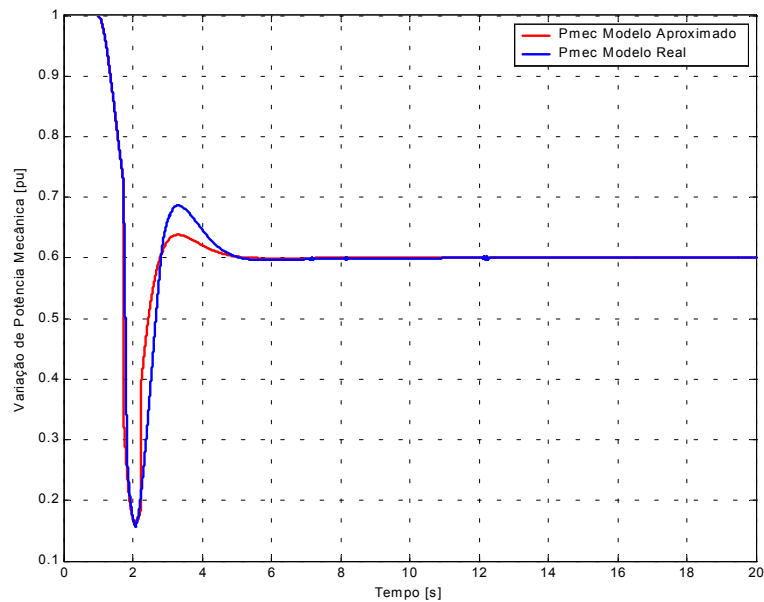


Figura 5.27 – Comparações de variações de potência mecânica para SFV - modelos aproximado e real.

5.5 Circuitos de Acionamento da Fast Valving

Um circuito de disparo bastante usado é o PLU, que é projetado para fechar rapidamente as válvulas de controle e de interceptação quando ocorrem rejeições de carga.

A figura 5.28 mostra o diagrama de blocos do PLU que é iniciado quando a potência elétrica do gerador decresce mais rápido que uma taxa pré-estabelecida e a potência mecânica da turbina excede a potência elétrica de um valor K que pode ser ajustado pelo operador da usina [Younkins, 87].

O sinal de potência mecânica é obtido através da medição da pressão de vapor frio do reaquecedor, isto é, o sinal de pressão de exaustão do estágio de alta da turbina imediatamente antes da entrada do vapor no reaquecedor [Younkins, 87]. Estas medidas são obtidas através de transdutores de pressão ao passo que a potência elétrica é medida com um transdutor watt.

Para efeitos de simulação, o sinal inicial de medição de pressão que representa a potência mecânica é considerado aproximadamente igual ao valor da taxa de fluxo de vapor, em $p.u.$, em regime permanente e pode ser usado como sinal de referência para o disparo do PLU.

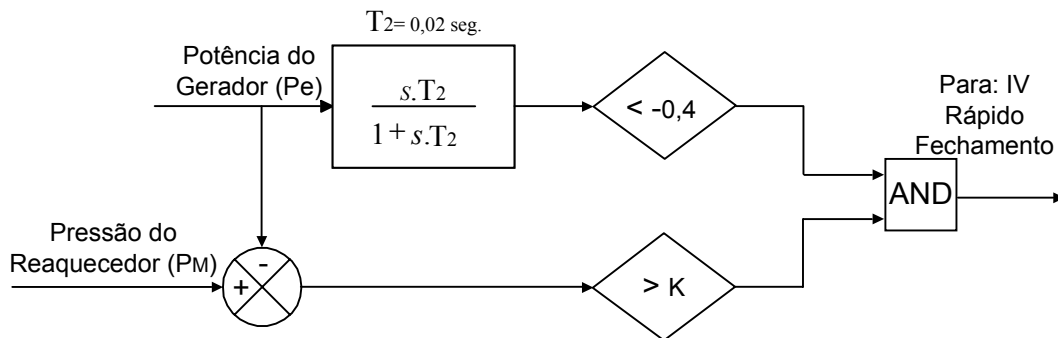


Figura 5.28 – Diagrama de blocos do *power load imbalance* - PLU.

Como mencionado neste capítulo, o sinal de disparo da FV pode ser acionado por vários tipos de sinais de monitoramento que indiquem somente distúrbios severos. Em [IEEE, 78] sugere-se que quando um destes tipos de acionamento, tal como o PLU e dispositivos que indiquem aceleração, forem usados pode ser necessário a utilização de relés de proteção que previnam atuações desnecessárias da FV causadas por aceleração devido a faltas remotas e para evitar a atuação simultânea da FV em um grande número de usinas térmicas a vapor próximas ao local de ocorrência da contingência [Park, 73], por exemplo.

Um diagrama de blocos que engloba várias filosofias de acionamento está representado pela figura 5.29, onde os vários tipos de sinais do circuito de disparo podem ser levados em consideração e o modelo só atua se ao mesmo tempo for detectada uma falta pelo relé de proteção.

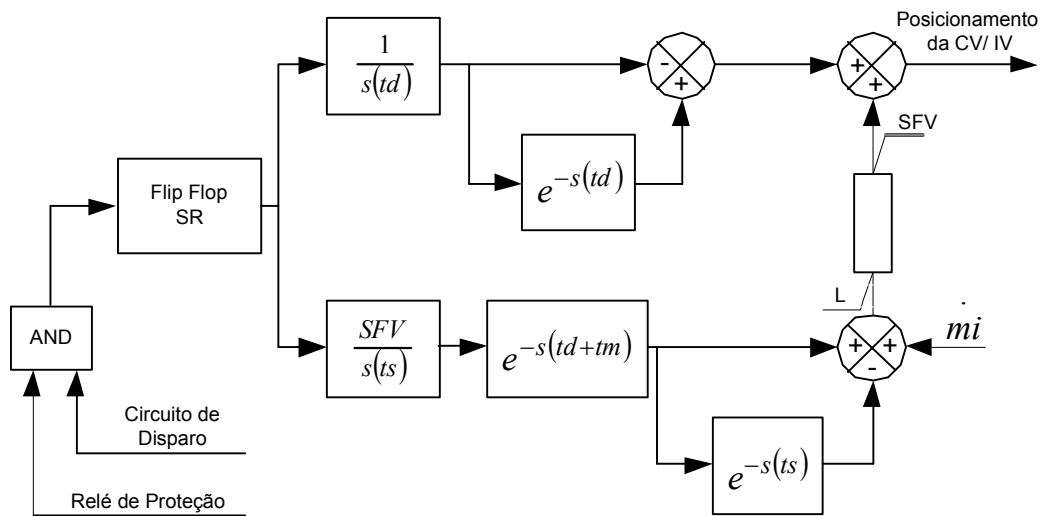


Figura 5.29 – Diagrama de blocos do modelo da FV com circuitos de disparo.

Deve-se lembrar que o próprio caso da utilização do relé de proteção pode implicar em atrasos que deteriorem a estabilidade do sistema. Lógicas mais elaboradas e complexas para circuitos de disparo podem ser encontradas em [Martin, 77] e [Doudna, 88].

6 Fast Valving em Sistemas de Potência

Para se ter uma idéia mais real de como a FV se comporta em sistemas de potência o seu modelo foi incluído em turbinas que agora não estão mais representadas em sistemas tipo malha PF, como no Capítulo 5, mas sim em sistemas mais completos que visam realmente, além de representar, prever o comportamento de um sistema elétrico de potência.

No item 6.1 é dada uma breve e simples visão dos sistemas elétricos de potência, mencionando inclusive o pacote de programas onde a montagem da rede e as análises de estabilidade transitórias são feitas. No item 6.2 é feita a inclusão do modelo de FV desenvolvido em um sistema de treze barras, extraído do sistema elétrico brasileiro, onde o mesmo é validado e comprova-se, através de simulações, a eficácia da atuação da FV nas IV, se comparada com sua atuação na válvula de controle. Já o item 6.3 ilustra, em um sistema de cinco barras, um caso onde o ajuste da FV é feito de maneira propositalmente errônea para indicar que se houver um corte muito grande de geração de potência mecânica, causado pela atuação da FV, pode ocorrer déficit de geração em áreas vizinhas, além de causar oscilações de grande magnitude.

O item 6.4 mostra a inclusão do controle da FV nas duas unidades da usina termonuclear de Angra dos Reis, onde também foi elaborado um simples esquema de atuação conjunta da FV entre as duas usinas para aumentar o tempo crítico de eliminação de defeitos, melhorando assim a estabilidade do sistema elétrico brasileiro. Neste item também foi feita uma análise de sensibilidade, comparando tempos de atuação da FV.

O item 6.5 explora o acionamento da FV sendo feito através do circuito de disparo PLU em simulações no sistema de treze barras e na central termonuclear de Angra dos Reis, considerando mais uma vez o sistema elétrico brasileiro. Este item dá um maior enfoque à atuação da SFV também sendo acionada pelo PLU.

6.1 *Conceitos Básicos de Sistemas de Potência*

Um sistema elétrico de potência é composto por vários elementos, que quando conectados formam uma estrutura grande e complexa cujos elementos interagem entre si. Sua principal finalidade é gerar, transmitir e distribuir energia elétrica, atendendo assim aos consumidores. Devido aos vários tipos e formas de conexão de seus elementos, uma grande variedade de interações pode ocorrer, sendo que a maioria delas afeta partes do sistema e as de maior impacto podem afetar o sistema como um todo.

A inclusão dos modelos desenvolvidos de FV pode ser feita nas turbinas a vapor, que também fazem parte do sistema elétrico de potência, juntamente com reguladores de velocidade, geradores, reguladores de tensão, transformadores, linhas de transmissão e cargas, que quando modelados e devidamente acoplados representam um sistema elétrico.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

O diagrama esquemático simplificado de uma unidade geradora, e alguns de seus principais elementos componentes é apresentado pela figura 6.1. Nela aparece o gerador síncrono, que é responsável pela produção de energia elétrica, sendo normalmente acionado por uma turbina ou motor diesel.

Uma turbina térmica a vapor tem, por sua vez, a geração do fluido de trabalho oriunda de uma caldeira ou reator e tem sua velocidade de rotação e potência controlada por um regulador de velocidade que atua basicamente nas válvulas de admissão da mesma, conforme o tipo considerado.

A energia elétrica produzida pelo gerador síncrono tem uma tensão da ordem de 10 a 30 kV, sendo entregue ao sistema de potência através de transformadores elevadores. Estes elementos elevam as tensões para níveis mais adequados no sentido de redução de perdas para os sistemas de transmissão, usualmente entre 138 e 765 kV.

Na figura 6.1 pode-se observar, também, a existência de um sistema de excitação e de um regulador de tensão. Estes elementos têm a finalidade de alimentar o enrolamento de campo do gerador com corrente contínua, que é necessária para a produção do fluxo magnético dentro da máquina, assim como controlar a tensão terminal, a potência reativa gerada pela unidade e auxiliar na estabilidade da máquina e do sistema de potência correspondente. A figura mostra ainda um transformador adicional. Equipamentos como este, dispostos na saída do gerador, são utilizados em algumas configurações para a alimentação de serviços auxiliares e de sistemas de controle.

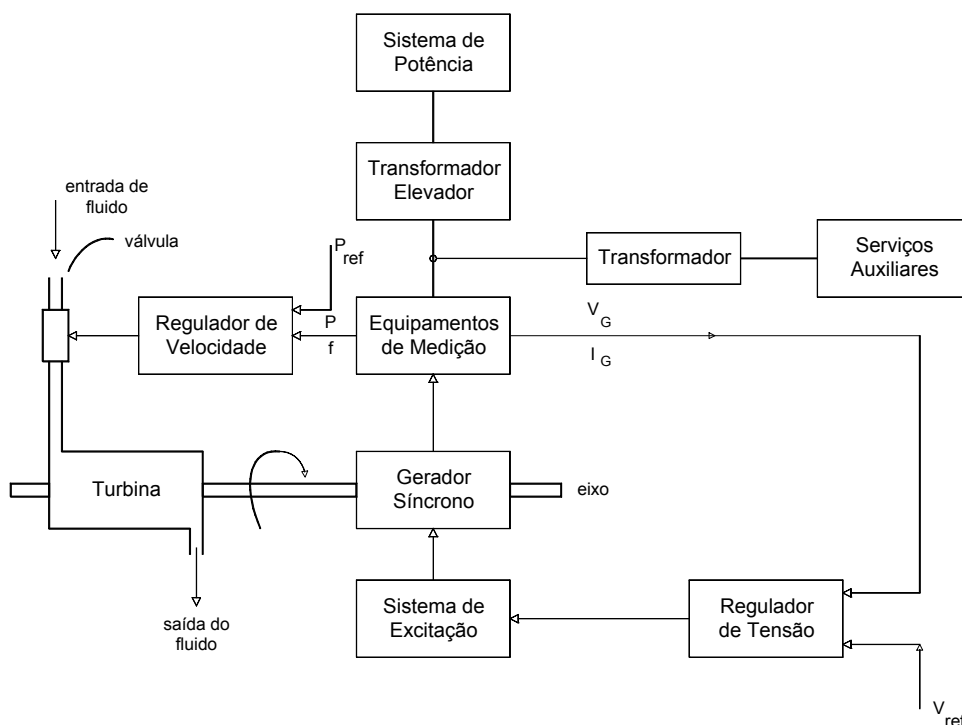


Figura 6.1 - Diagrama esquemático da unidade geradora.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

Todos os componentes apresentados e também o *Power System Stabilizer* (PSS), o Controle Automático de Geração (CAG), os compensadores síncronos, os reatores e capacitores *shunt*, os dispositivos *Facts* (capacitor série, compensador estático, *TCSC*, *STATCOM* e *UPFC*), assim como o arranjo do sistema e diferentes tipos de carga, influem no comportamento dinâmico do sistema elétrico de potência.

As representações dos modelos dos sistemas de potência foram implementadas em programas vastamente utilizados no sistema elétrico brasileiro e fazem parte do pacote de programas do Centro de Pesquisas em Energia Elétrica – *CEPEL*.

Estudos da rede elétrica são feitos no programa de Análise de Redes – *ANAREDE* e a representação de elementos dinâmicos e seus controladores é feita no programa de Análise de Transitórios Eletromecânicos – *ANATEM*.

Com a utilização dos programas do pacote *CEPEL*, combinados com sua base de dados, já existente nos mesmos, além de criar novos modelos, é possível realizar estudos de estabilidade de transitórios eletromecânicos tanto no sistema elétrico brasileiro como em sistemas elétricos em geral.

As simulações mostradas neste capítulo foram todas feitas no programa *ANATEM*, onde pôde-se incluir o modelo desenvolvido da FV em turbinas a vapor, através de um Controlador Definido pelo Usuário (CDU), em diversos sistemas.

6.2 Sistema Elétrico de 13 Barras

Um dos sistemas utilizados para a análise da atuação da FV foi denominado sistema de 13 barras, figura 6.2, que foi extraído do sistema elétrico brasileiro.

No sistema de 13 barras, são alocadas no barramento de Poços de Caldas duas máquinas térmicas fictícias do tipo *Tandem Compound* (1.1.1) com valores de constantes de tempo dos estágios baseadas em valores médios, extraídas da tabela c.1, Apêndice III. Os fatores de participação dos estágios FHP, FIP e FLP são iguais a 0,3, 0,4 e 0,3 *p.u.*, respectivamente, ou seja foi feita a inclusão do modelo da mesma turbina usada em simulações do capítulo 5, com exceção do tipo de regulador de velocidade que agora é o regulador de velocidade com queda, capítulo 4, item 4.5.2.

As máquinas de Poços de Caldas têm potência nominal de 240 MW, cada, sendo que nos casos onde foram realizadas as simulações, elas estão despachando 220 MW cada.

A MFV das duas unidades de Poços de Caldas foram ajustadas para serem acionadas por sobrevelocidade de 1%, após ter sido detectado o defeito. Em seguida foram aplicados defeitos trifásicos na barra de Poços para se atingir o limite de estabilidade do sistema sem a atuação da FV.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

O tempo máximo para a eliminação da falta para este sistema foi de 312ms (tempo crítico de eliminação sem FV) com a retirada de uma das linhas de transmissão que ligam Poços à usina de Furnas.

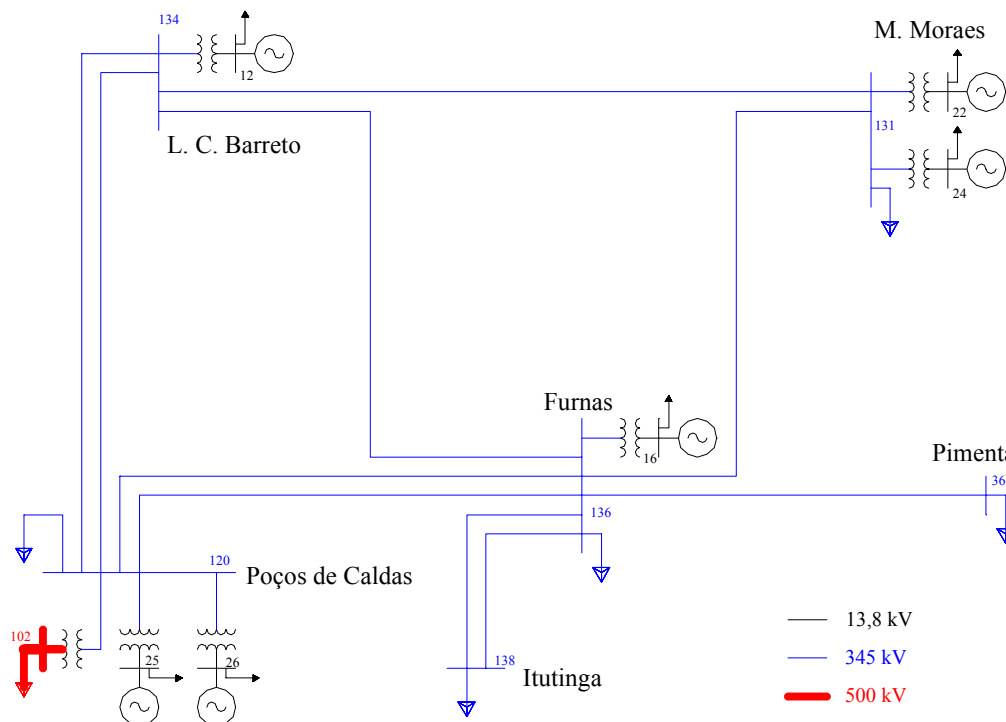


Figura 6.2 – Sistema de 13 barras.

Os tempos de atuação de válvula considerados foram: 0,1s de atraso do transdutor de velocidade, 0,2s para o fechamento, 0,9s que a válvula permanece totalmente fechada e 1s para a reabertura total. Para estes tempos de atuação, apesar do elevado tempo de fechamento da válvula considerado, o sistema suportou o mesmo defeito por 422ms, ou seja, um aumento no tempo crítico de eliminação da falta de cerca de 35% [Prioste', 03].

As simulações da figura 6.4 à figura 6.11 mostram a comparação da FV aplicada somente na CV e somente na IV, com o intuito de ressaltar que a atuação da FV instalada na IV, também conhecida como EVA é mais efetiva, como mencionado no capítulo 5, item 5.1.

Para as simulações realizadas da figura 6.4 à figura 6.11, os valores de potência mecânica, por estágio, apresentados estão em $p.u.$ da base da turbina. Se a turbina estivesse operando a plena carga, os valores de potência mecânica por estágio, estariam partindo de 0,3 $p.u.$ para os estágios de alta e baixa pressão e partindo de 0,4 $p.u.$ para o estágio de pressão intermediária.

Como a máquina não está despachando 1 $p.u.$ (240 MW), os valores de FHP, FIP e FLP não obedecem a 0,3, 0,4 e 0,3 $p.u.$ respectivamente. O fator de correção para o valor inicial de despacho de potência para os estágios de potência da turbina é de :

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

$$F_C = \frac{P_{despachada}}{P_{total}} = \frac{220}{240} = 0,9167 \text{ p.u.} \quad (6.1)$$

Também deve-se ressaltar que foram colocados limitadores nos estágios da turbina, conforme a figura 6.3, que representa esquematicamente como a conexão com o sistema de potência é feita, de modo que a mesma não admitisse valores negativos de potência e também não ultrapassasse valores máximos de geração.

Nos valores máximos de geração foram colocados limitadores que a partir do despacho de geração imposto pelo fluxo de potência (FP) limitavam os estágios em $K = 10\%$ de sua potência despachada no ponto de operação.

A razão da escolha do limite superior de geração deve-se ao fato que o gerador de vapor, neste caso a caldeira, cuja dinâmica não foi representada, possui constantes de tempo elevadas e não é capaz de fornecer vapor em quantidades maiores que 10% de seu valor atual de geração durante o período transitório e conseguir sustentar o mesmo durante o período de simulação utilizado em estudos de estabilidade eletromecânica, que corresponde geralmente a apenas 20s.

Portanto esta escolha de valor de limite superior de 10% é feita admitindo que a capacidade de armazenamento de energia do sistema é determinada pela capacidade de armazenar energia na caldeira e nas tubulações associadas, pelo aumento na geração de vapor devido à queda de pressão e pela energia térmica no aço dos tubos da caldeira e tubulação de vapor [Termuehlen, 81].

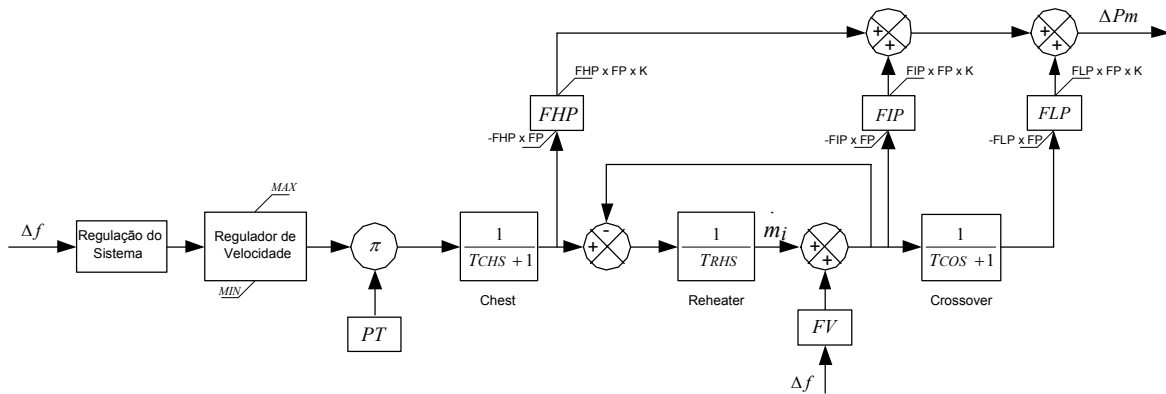


Figura 6.3 – Diagrama de blocos da turbina *tandem compound* (1.1.1).

A figura 6.4 compara, para o defeito citado, a variação de potência mecânica no estágio FHP na turbina com a FV desativada, ou seja somente com a atuação do regulador de velocidade, e com a atuação da FV na CV. Nota-se que quando a CV foi fechada houve um corte no fluxo de vapor, fazendo com que a contribuição na geração de potência desse estágio fosse a zero por alguns instantes.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

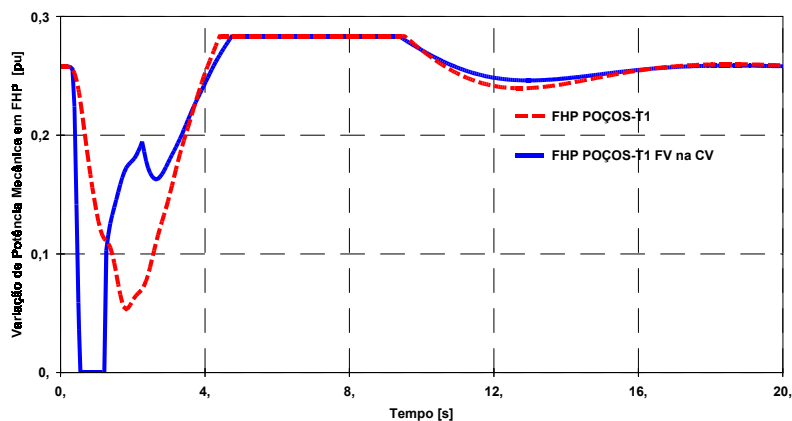


Figura 6.4 – Variação de potência mecânica nos estágios de alta pressão (FHP) em p.u.

A figura 6.5 ilustra o comportamento da potência mecânica, também no estágio de alta pressão, com a FV desativada e com a FV atuando na IV. Pode-se notar que para a atuação da FV na IV ou (EVA) houve uma variação menor de potência, quando comparado com a FV desativada.

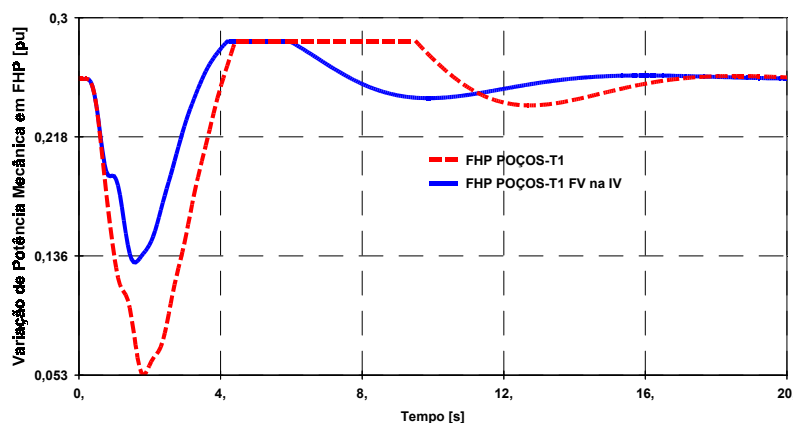


Figura 6.5 - Variação de potência mecânica nos estágios de alta pressão (FHP) em p.u.

A figura 6.6 e a figura 6.7 ilustram, respectivamente, que a queda de potência mecânica nos estágios de FIP e FLP causadas pelo fechamento da CV são de pequena magnitude. Isto devido ao fato de que a massa de vapor contida no reaquecedor, que possui uma grande dimensão física, se expande nos estágios de pressão inferior FIP e FLP, confirmando assim que o fechamento da válvula de controle não é efetivo para redução de potência em intervalos de tempo pequenos, como os intervalos típicos envolvidos em estudos de estabilidade transitória.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

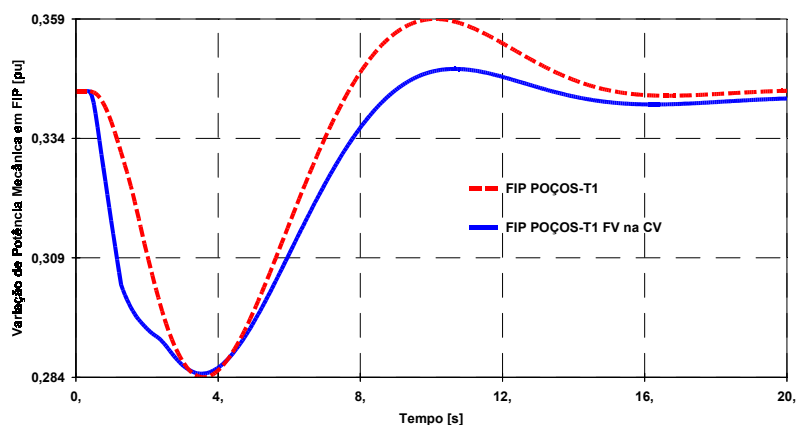


Figura 6.6 - Variações de potência mecânica nos estágios de pressão intermediária (FIP) em p.u.

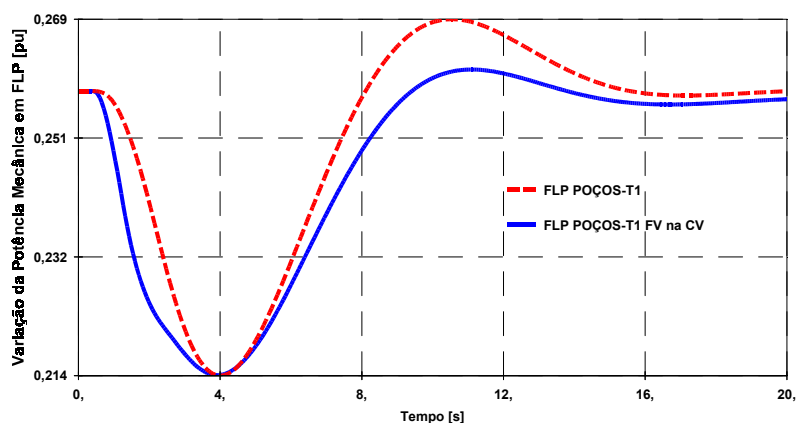


Figura 6.7 - Variações de potência mecânica nos estágios de baixa pressão (FLP) em p.u.

Por outro lado, a figura 6.8 assim como a figura 6.9, ilustram que o fechamento da IV, que se situa após o reaquecedor, tem um grande efeito em termos de rápida redução de potência para a turbina.

Com o fechamento da IV, o vapor proveniente do estágio FHP se acumula no reaquecedor durante o pequeno intervalo de tempo em que a IV estiver fechada, não permitindo que o mesmo se expanda nos estágios de pressão inferior.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

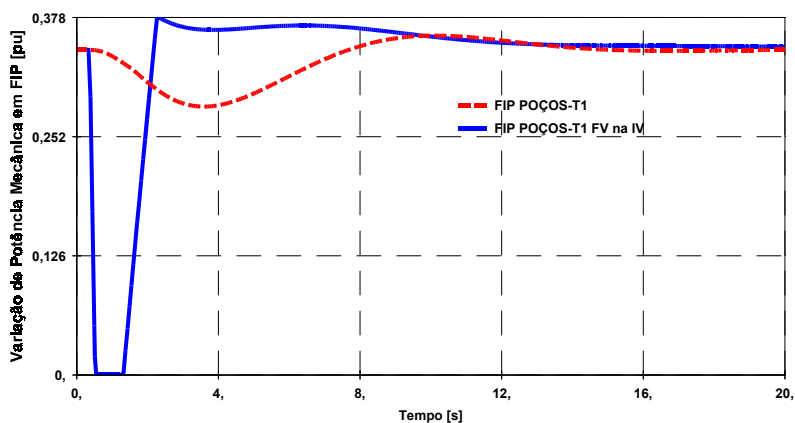


Figura 6.8 - Variações de potência mecânica nos estágios de pressão intermediária (FIP) em p.u.

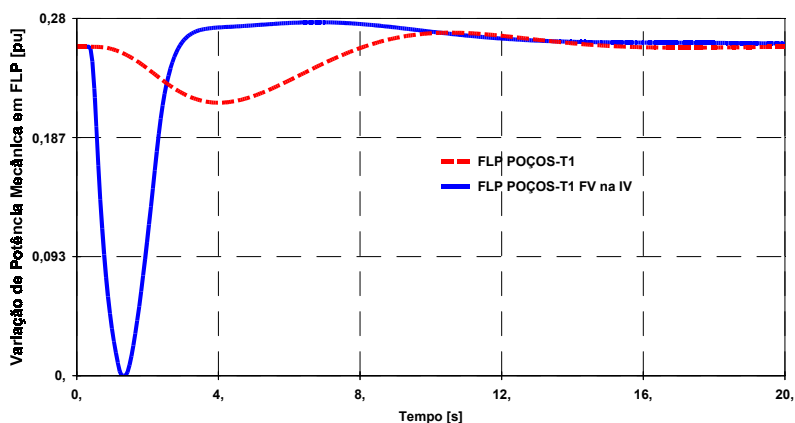


Figura 6.9 - Variações de potência mecânica nos estágios de baixa pressão (FLP) em p.u.

A figura 6.10 compara a potência mecânica total da turbina para um fechamento da válvula de controle e para um fechamento na válvula de interceptação, sendo que o tempo de atuação das respectivas válvulas foi o mesmo.

Pode-se observar que o fechamento da CV causou uma redução de aproximadamente 30% da potência mecânica total da turbina, fato que já era esperado, pois o fator de participação do estágio FHP, para a turbina utilizada, corresponde a 0,3 p.u. da potência total da máquina.

O fechamento da IV causa uma queda de potência bem mais acentuada, pois inibe a geração dos estágios de pressão intermediária ($FIP = 0,4 p.u.$) e de baixa pressão ($FLP = 0,3 p.u.$) por alguns instantes, ou seja, durante o tempo de atuação da FV, neste caso na modalidade EVA.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

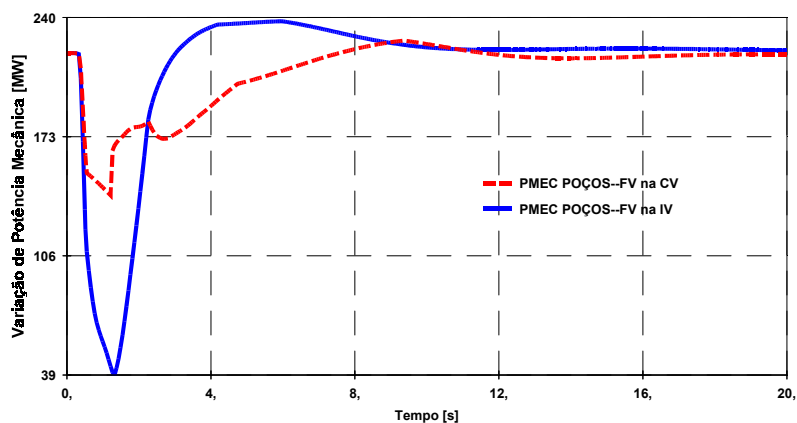


Figura 6.10 - Variações de potência mecânica total em Poços.

A figura 6.11 mostra a variação de frequência das máquinas de Poços, onde a FV foi implementada, para o mesmo defeito, ilustrando também a vantagem que a FV tipo EVA leva em relação à atuação da FV atuando somente na CV, fato que é incomum.

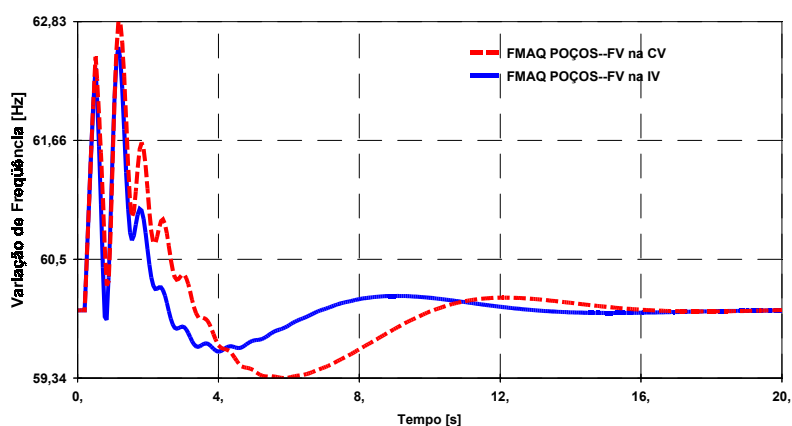


Figura 6.11 - Variações de frequência em Poços.

Em seguida foram comparados os resultados com a atuação da FV tipo EVA e sem sua atuação, figura 6.12 à figura 6.17. As simulações mostram que a atuação da FV melhorou a estabilidade do sistema.

A atuação da FV fez com que a tensão das máquinas de Poços voltasse a valores aceitáveis, um pouco mais rápido que sem sua atuação, como ilustra a figura 6.12.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

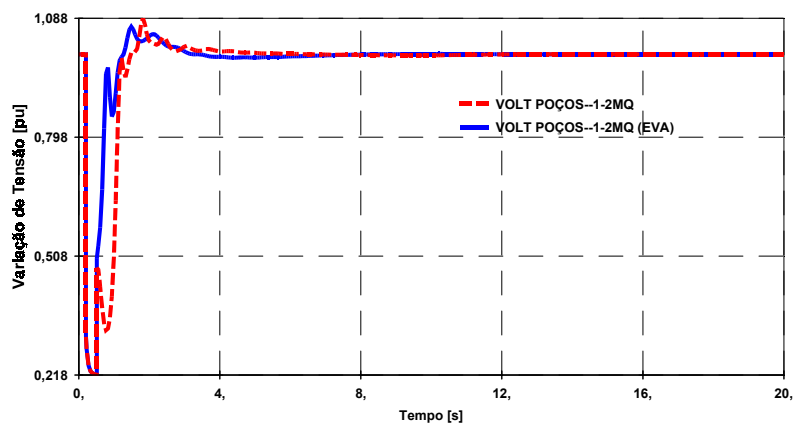


Figura 6.12 - Variações de tensão nas máquinas de Poços.

A figura 6.13 compara as variações angulares das máquinas de Poços. Como houve uma redução de potência mecânica rápida, devido à atuação da FV, as máquinas aceleraram menos e portanto o deslocamento angular é menor, isto indica claramente que o sistema, com este dispositivo atuando, consegue suportar impactos maiores, pois o tempo crítico de eliminação da falta foi aumentado em cerca de 35%.

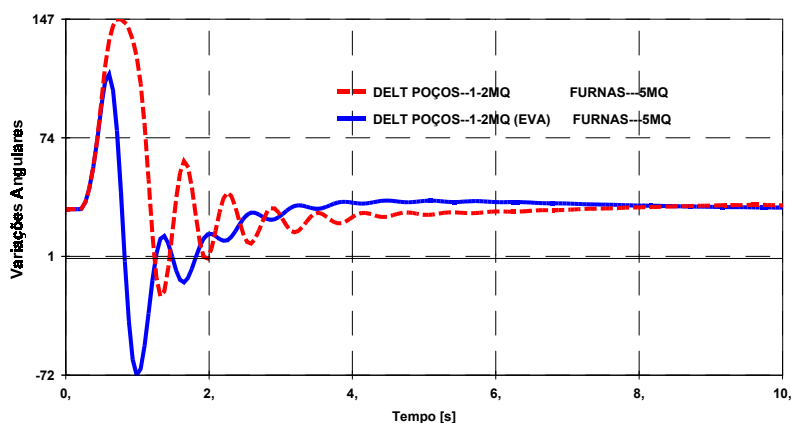


Figura 6.13 - Variações angulares nas máquinas de Poços.

A atuação da FV fez com que a variação de frequência fosse menor e a mesma voltasse a valores aceitáveis em um tempo menor durante o transitório, figura 6.14.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

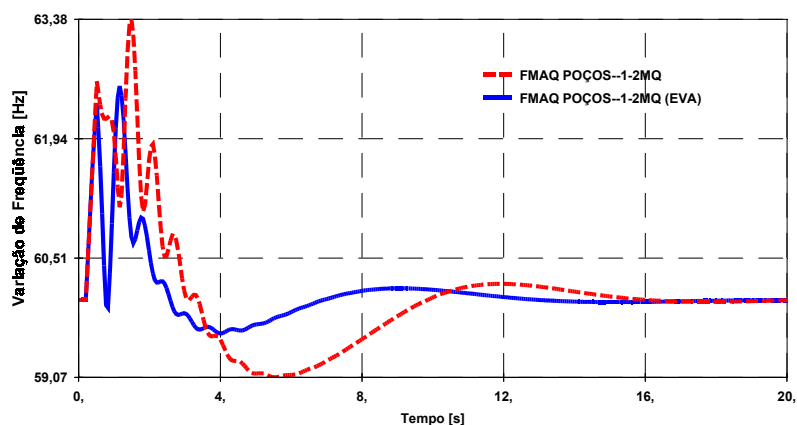


Figura 6.14 - Variações de frequência em Poços.

A potência acelerante das máquinas apresentou uma variação maior durante o período que a válvula atuou, isto deve-se à rápida redução de potência mecânica imposta pela atuação da FV, mas após a atuação, a potência acelerante apresenta um maior amortecimento, conforme a figura 6.15.

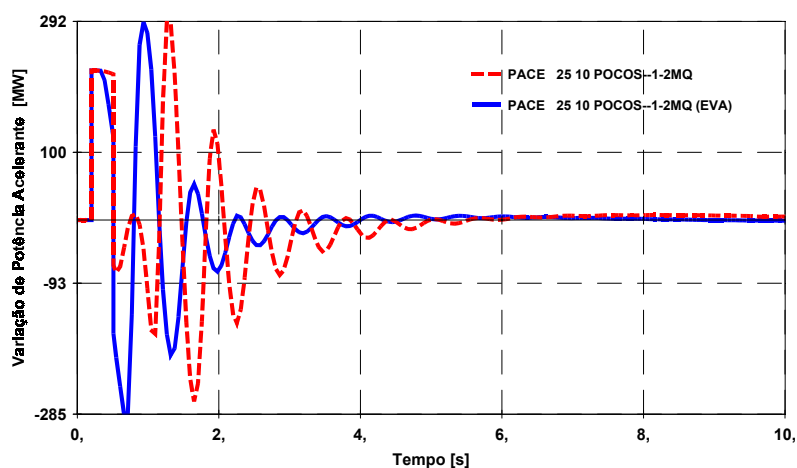


Figura 6.15 - Potência acelerante em Poços.

Na figura 6.16 pode ser observada a redução de potência mecânica praticamente instantânea causada pela atuação da FV, após a detecção da sobrevelocidade pré-determinada.

A queda de potência mostra que os estágios de pressão intermediária e de baixa pressão, cuja soma de seus fatores de participação corresponde a 70% da potência total, foram cortados de acordo com o previsto, comprovado anteriormente pela figura 6.8 e figura 6.9, e além disso, o estágio de alta pressão também teve sua potência reduzida devido à atuação do sistema de controle do regulador de velocidade da turbina, fato que também ilustra a figura 6.5.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

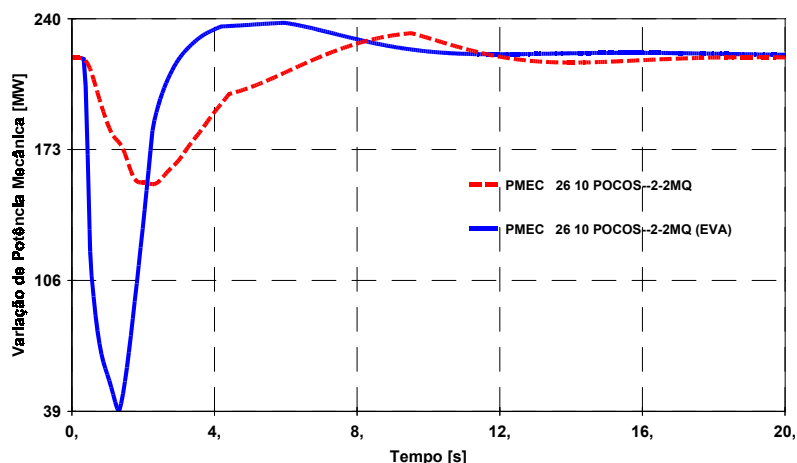


Figura 6.16 - Variações de potência mecânica em Poços.

Através da figura 6.17 pode-se observar que houve menor variação de potência mecânica das máquinas pertencentes ao sistema, quando a FV atua, ilustrado pela variação na usina de Furnas.

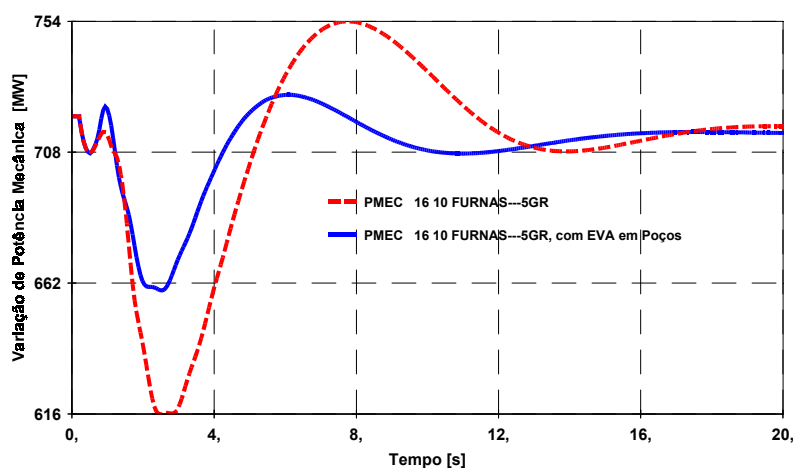


Figura 6.17 - Variações de potência mecânica em Furnas.

É importante ressaltar que se uma usina térmica de maior capacidade de geração fosse instalada neste sistema, a atuação da FV nesta mesma usina, poderia ter efeito diferente ao da figura 6.17, pois as oscilações de potência nas máquinas de Furnas poderiam ser maiores. Um exemplo onde o fato mencionado pode ser observado é ilustrado na próxima seção.

6.3 Sistema Elétrico de Cinco Barras

Para se ilustrar a atuação da FV causando oscilações de potência elevadas em outras máquinas do sistema, foi simulado um caso onde as máquinas de Poços geram uma quantidade significativa em relação à potência total do sistema.

Para isto foi utilizado o sistema elétrico denominado sistema elétrico de 5 barras. Novamente uma falta trifásica foi aplicada ao barramento de Poços de Caldas com intuito de levar o sistema de 5 barras, figura 6.18, a seu limite de estabilidade, a duração do defeito foi de 187ms e o mesmo foi extinto com a retirada de uma das linhas de transmissão que liga Poços a Furnas.

As simulações a seguir levam em consideração a FV atuando nas válvulas de controle e de interceptação ao mesmo tempo, isto significa que a IV se fecha totalmente, mas a CV foi ajustada para fechar parcialmente (20%). As válvulas são acionadas quando o sistema de controle detecta 1% de sobrevelocidade [Prioste', 03].

Os tempos de atuação das válvulas CV e IV considerados foram: 0,1s de atraso do transdutor de velocidade, 0,2s para o fechamento, 0,9s que as válvulas permaneceram totalmente fechadas e 1s para a reabertura total de ambas. O tempo crítico de eliminação da falta aumentou para 222ms, aumento de 19% aproximadamente.

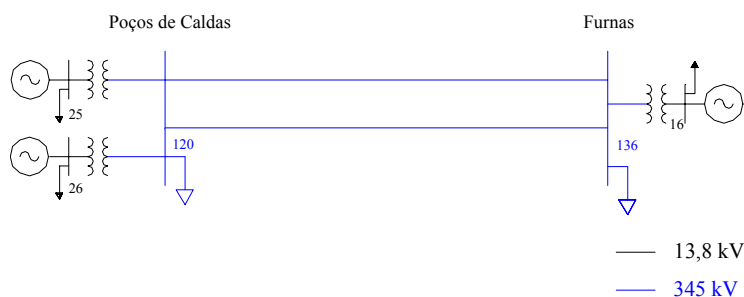


Figura 6.18 - Sistema de cinco barras.

A figura 6.19 mostra a variação de frequência nas máquinas de Poços. Como as duas válvulas foram ativadas houve uma redução de potência muito grande, o que ocasionou em amplitudes maiores de oscilação de frequência.

Analisando a figura 6.20 nota-se que as máquinas de Furnas tiveram que suprir a potência na outra área, mostrando que o ajuste da FV foi feito de maneira errônea, provocando uma redução elevada de potência mecânica.

Logo a atuação poderia acarretar em déficit de potência mecânica na área durante o funcionamento da FV, aumentando a magnitude positiva de oscilação de potência mecânica da outra usina.

O suprimento de potência mecânica na outra área feito pelas unidades geradoras de Furnas poderia não ser suficiente para a grande redução imposta pela atuação da FV nas válvulas de

controle e de interceptação ao mesmo tempo. Portanto uma das soluções possíveis para evitar tal acontecimento seria não fazer com que a FV atuasse na válvula de controle das turbinas.

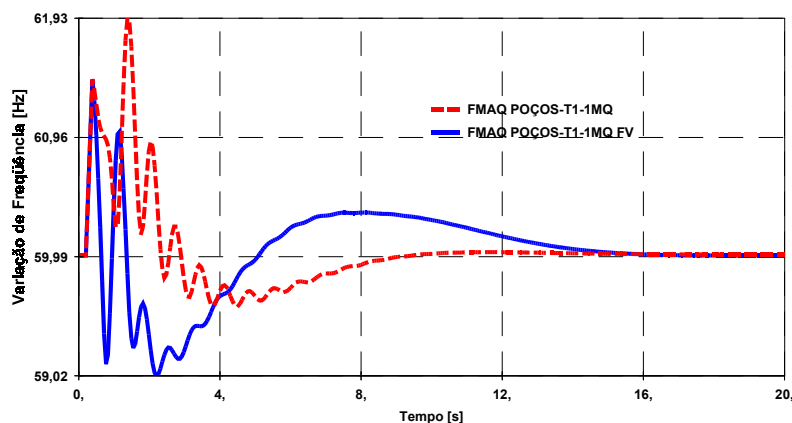


Figura 6.19 – Variações de frequência em Poços.

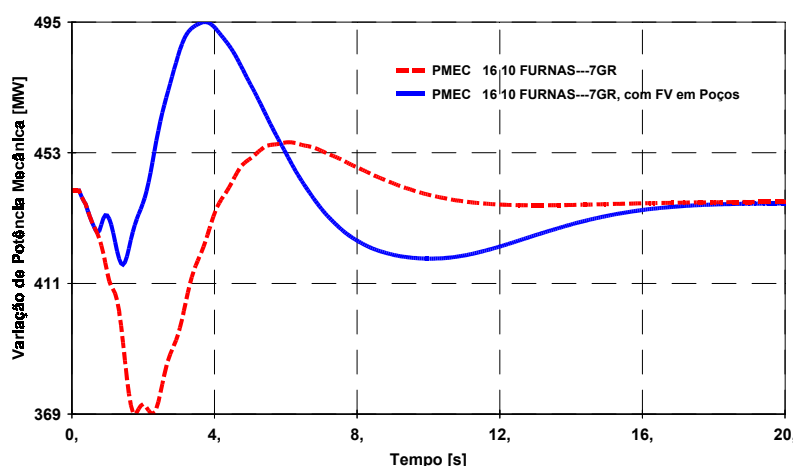


Figura 6.20 - Variações de potência mecânica em Furnas.

6.4 Fast Valving nas UTNs de Angra I e Angra II

No caso das Usinas Termonucleares (UTNs), foi considerado o sistema elétrico brasileiro completo para o cenário de carga pesada de Dezembro de 2003 com o sudeste exportando para as regiões norte e nordeste – sudeste exportador (FSE).

Os resultados da implementação fictícia da FV tipo EVA, acionada por sobrevelocidade, nas UTNs de Angra I e Angra II são apresentados a seguir [Prioste, 03].

A central de Angra apresenta particularidades, pois existem atualmente duas máquinas de potência e inércia diferentes ligadas ao mesmo barramento, logo oscilam de modo diferente em regime transitório.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

Primeiramente foi achado o tempo de duração de uma falta trifásica franca que levaria o sistema a seu limite de estabilidade, sem a implementação da MFV.

A falta considerada foi no barramento de Angra e a eliminação do defeito feita com a retirada da linha de transmissão que liga Angra à São José em 500 kV.

Os despachos de potência considerados são: 650 MW para Angra I e 1300 MW para Angra II.

A primeira tentativa foi instalar a FV somente na máquina de Angra II. Os ajustes comumente recomendados para acionamento por sobrevelocidade são 2 ou 3%, mas para o tempo de defeito que leva o sistema a seu limite de estabilidade foi observado que as máquinas não atingiam nem 2% de sobrevelocidade, logo a FV em Angra II foi ajustada para atuar com 1%.

Esta alternativa mostrou-se sem efeito, pois o limite de estabilidade do sistema permaneceu o mesmo para a usina sem a FV. Notou-se que Angra I, por ter menor inércia, acelerava-se mais, atingindo velocidades maiores, ajudando a instabilizar o sistema. A atuação só em Angra II foi insuficiente.

Foi instalada a FV em Angra I, acionada por sobrevelocidade de 1% e desligada a FV de Angra II, o resultado foi mais animador, pois o tempo de eliminação do defeito pode ser aumentado sem o sistema se instabilizar.

Partiu-se para um terceiro caso em que a FV das duas unidades poderiam atuar quando cada uma delas atingisse 1% de sobrevelocidade, esta tentativa recaiu no caso anterior, pois somente a FV de Angra I atuou. Logo o tempo máximo de duração do defeito foi o mesmo.

Quando o tempo de duração foi aumentado a FV das duas unidades atuaram, mas o sistema instabilizou-se. Foi observado que devido ao fato das duas máquinas possuírem inércias diferentes, a FV de cada uma delas era acionada em instantes diferentes, causando oscilações e trocas de potência entre as máquinas da própria UTN.

O próximo passo foi fazer com que quando a FV de Angra I fosse acionada, um sinal de comando fosse enviado para acionar a FV de Angra II, isto eliminaria a possível troca de potência entre as duas unidades.

O resultado obtido, figura 6.21, foi o melhor possível considerando somente a atuação por sobrevelocidade, sem otimização e atuação específica em conjunto com outros tipos de reguladores, como o sistema de excitação.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

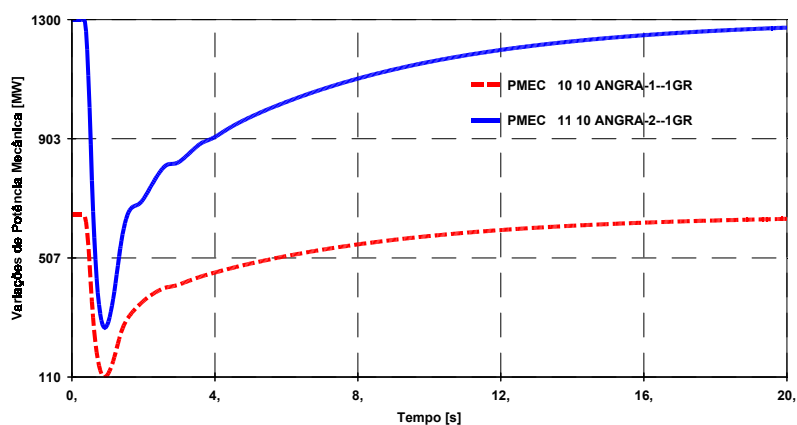


Figura 6.21 – Variações de potência mecânica em Angra I e II.

Os tempos utilizados para a atuação da FV foram: tempo de atraso do transdutor de medição de velocidade de 0,1s, tempo de fechamento das válvulas de 0,25s, tempo que as válvulas permanecem fechadas de 0,1s e tempo de reabertura de 0,85s [Kundur, 75].

Os tempos máximos de duração dos defeitos que levam aos limites de estabilidade, para os tempos de atuação de válvula, estão representados na tabela 6.1. A coluna “Atraso” representa se o tempo do transdutor de velocidade foi ou não considerado.

Tabela 6.1 – Resumo dos limites 1 – FSE.

FAST VALVING				Curto 3 ϕ
Angra I	Angra II	Atraso	Angra I aciona Angra II	Duração [ms]
				113
X		X		116
	X	X		113
X	X	X		116
X	X			119
X	X	X	X	122
X	X		X	143

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

Pode-se observar que quanto menor o tempo em que a válvula se fecha, maior será o aumento do limite de estabilidade do sistema, comparando-se as duas últimas linhas da tabela 6.1. Foram encontrados novos tempos máximos de duração de defeitos que levam o sistema a seu limite de estabilidade, representados na tabela 6.2, mas agora considerando o tempo de atraso do transdutor de velocidade de 0,05s e o tempo de fechamento das válvulas de 0,12s [IEEE/ASME, 86], os outros tempos foram mantidos.

Tabela 6.2 – Resumo dos limites 2 – FSE.

FAST VALVING				Curto 3 ϕ
Angra I	Angra II	Atraso	Angra I aciona Angra II	Duração [ms]
				113
X		X		116
	X	X		113
X	X	X		116
X	X			122
X	X	X	X	134
X	X		X	155

Mais uma vez pode-se observar a importância da velocidade de atuação da válvula, comparando-se as duas últimas linhas da tabela 6.2 e também confrontando a tabela 6.1 com a tabela 6.2.

A figura 6.22 e a figura 6.23 mostram as variações angulares das máquinas de Angra I e II, respectivamente com e sem a atuação da FV, para o caso em que a FV de Angra I aciona a de Angra II com atraso de transdutor de 0,05s, tempo de fechamento de 0,12s e defeito com duração de 134ms.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

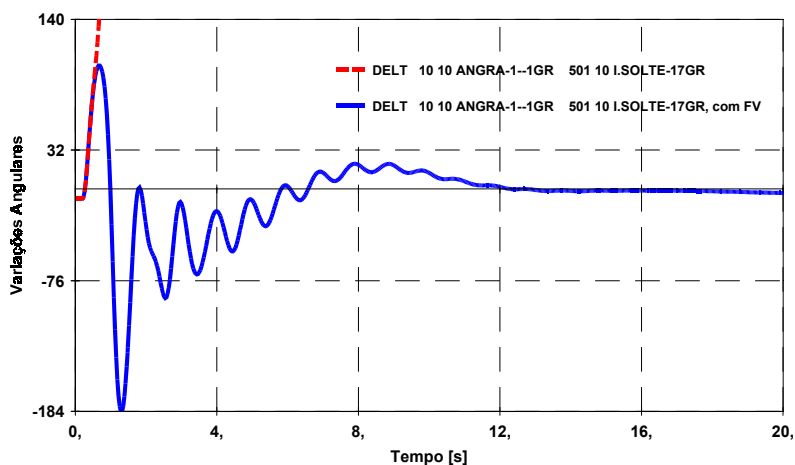


Figura 6.22 – Variações angulares em Angra I.

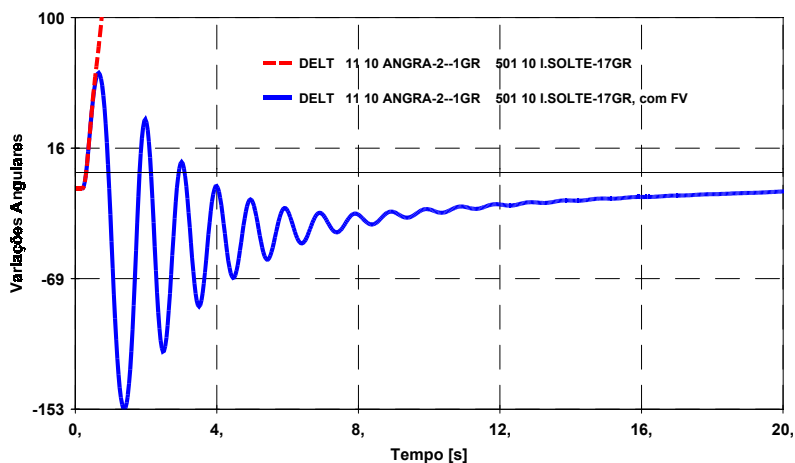


Figura 6.23 - Variações angulares em Angra II.

As figuras 6.24 a 6.27 mostram as diferenças entre as atuações da FV quando a FV de Angra II é acionada pela de Angra I. As linhas em azul contínuas representam a atuação para atraso de transdutor de 0,05s e tempo de fechamento de 0,12s e as linhas vermelhas tracejadas para atraso de transdutor de 0,1s e tempo de fechamento de 0,25s.

A duração do defeito foi de 122ms e as comparações indicam a sensibilidade da estabilidade do sistema em relação aos diferentes tempos de atuação das válvulas.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

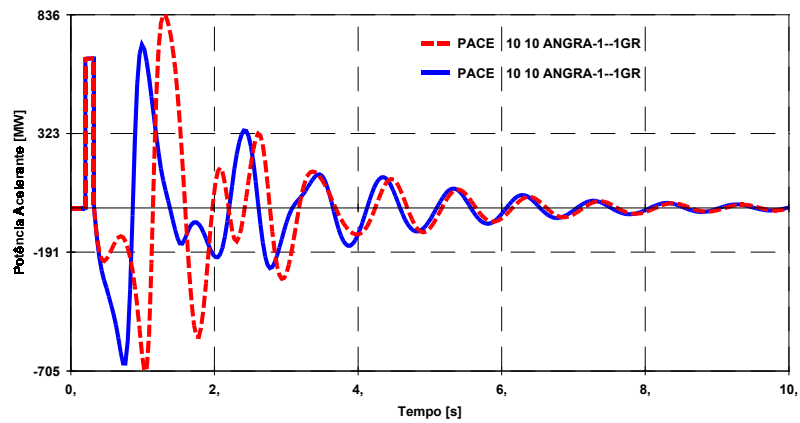


Figura 6.24 – Potência acelerante em Angra I.

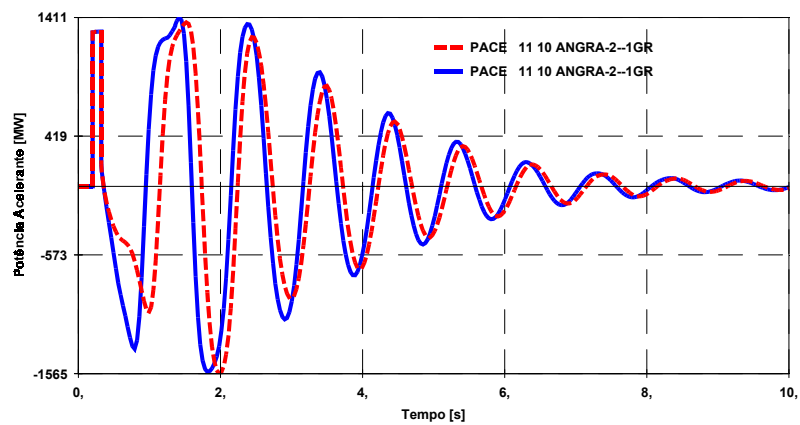


Figura 6.25 – Potência acelerante em Angra II.

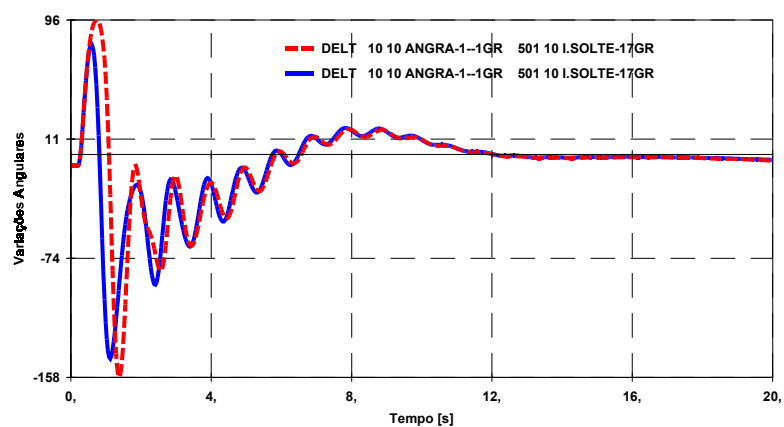


Figura 6.26 – Variações angulares em Angra I.

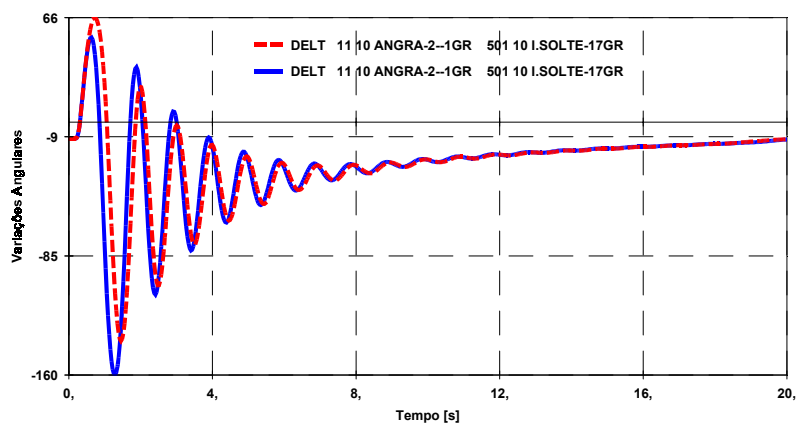


Figura 6.27 – Variações angulares em Angra II.

6.5 Power Load Umbalance como Circuito de Disparo da FV

Novamente o sistema teste utilizado para simulações foi o sistema de potência de treze barras da figura 6.2.

As simulações da figura 6.28 à figura 6.33 utilizaram o PLU, figura 5.28, como circuito de disparo para o modelo desenvolvido de FV. O valor de K escolhido foi de 0,4 [IEEE, 91].

Os defeitos aplicados foram curtos-circuitos trifásicos no barramento de 345 kV de Poços de Caldas, figura 6.2, com duração de 245ms e rejeição de 30% da carga total do barramento de 345 kV de Poços, o que equivale a 150 MW de corte de carga.

Foram feitas modificações no sistema, pois as máquinas alocadas na barra de Poços de Caldas são fictícias. Uma das modificações foi o redespacho de potência de usinas do sistema, as duas máquinas de Poços tipo *Tandem Compound* (1.1.1) foram consideradas como máquinas um pouco maiores e então ajustadas para um despacho de potência de 250 MW cada, ao invés dos 220 MW considerados anteriormente. Uma unidade geradora da usina de Furnas também foi desligada.

As simulações realizadas foram feitas com a FV atuando somente na IV, ou seja, EVA e o diagrama de blocos utilizado foi o da SFV acionada pelo PLU, já que o mesmo pode ser convertido para o modelo da MFV alterando-se apenas 2 parâmetros, como explicado no capítulo 5, seção 5.4.3.

6.5.1 Momentary Fast Valving

O tempo crítico de eliminação da falta para a usina sem FV foi de 245 ms e a figura 6.28 ilustra, para o mesmo tempo de defeito, as variações angulares nas máquinas de Poços.

Pode-se notar que a atuação da MFV realmente aumenta o tempo crítico de eliminação da falta, isto pode ser notado através da baixa variação angular da máquina, se comparada à variação angular da máquina com a FV desabilitada.

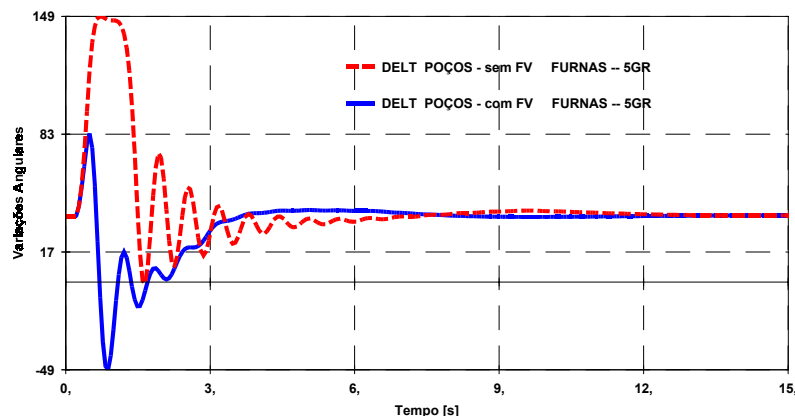


Figura 6.28 – Variações angulares com e sem *momentary fast valving*.

6.5.2 Sustained Fast Valving

A atuação da SFV causa uma rápida redução de potência e ainda permite que a mesma seja mantida a um nível de carga desejável. Isto faz com que após uma falha permanente, a potência gerada não atinja um nível de carga indesejável, como por exemplo, a potência pré-falta.

Para este tipo de atuação os controles da caldeira e reator devem ser ajustados para manterem o fluxo de vapor e sua temperatura dentro de limites aceitáveis para esta nova condição de operação, sendo desnecessária a utilização de sistema de desvio de vapor para o condensador ou atmosfera.

O defeito aplicado na barra de 345 kV de Poços foi um curto-circuito trifásico seguido de um corte de carga de 150 MW na mesma barra. Como houve um corte de carga, o modelo da SFV foi usado e a válvula de interceptação foi ajustada para reabrir 70%, ou seja, SFV = 70%. Este valor de ajuste para a reabertura da válvula faz com que a retomada de potência das duas turbinas da usina de Poços sejam de aproximadamente 70% e que os outros 30% de cada máquina somados sejam iguais aos 150 MW cortados devido ao defeito [Prioste, 04].

Os tempos ajustados de fechamento, o que a válvula permaneceu fechada e o de reabertura considerados foram: $td = t_1 - t_0 = 0,2s$, $tm = t_2 - t_1 = 0,9s$ e $ts = t_3 - t_2 = 2,0s$, respectivamente.

Portanto a redução final de potência de cada unidade geradora de Poços é igual ao produto da potência mecânica total de cada unidade pelo somatório dos fatores de participação dos estágios de FIP e FLP, multiplicados ainda pelo complemento da fração de reabertura da válvula:

$$P_{RED} = P_{mec_T} \cdot (FIP + FLP) \cdot (1 - SFV) \quad (6.2)$$

O valor final da potência mecânica simulado devido à atuação da SFV, figura 6.29, é muito próximo ao valor teórico de redução que é calculado pela equação (6.2) e portanto valida o modelo proposto para simulações em sistemas isolados e multimáquinas quando a potência elétrica final imposta pela atuação da SFV é igual ou bem próxima à potência cortada.

$$P_{RED} = 250 \cdot (0,4 + 0,3) \cdot (1 - 0,7) = 52,5 [MW] \quad (6.3)$$

A potência mecânica final reduzida depende não somente dos fatores da equação (6.2), mas também do estatismo permanente R , do valor de referência do gerador de vapor (caldeira ou reator) e da topologia do sistema. Portanto torna-se complicado encontrar uma fórmula analítica genérica para sistemas de potência multimáquinas.

Na figura 6.29, observando a curva de potência mecânica devido somente a atuação do regulador de velocidade, torna-se claro que existe a influência do estatismo permanente e da topologia dos sistema no valor de regime permanente da potência mecânica final.

Na figura 6.29 o valor final de potência mecânica para a atuação da SFV foi de 194,25 MW, que se somado ao valor de potência mecânica reduzida, equação (6.3), dá o valor de 246,75 MW, valor próximo a 250 MW. A figura 6.29 também mostra a variação da potência mecânica devido somente a atuação do regulador de velocidade, neste caso a potência mecânica final é de 231,9 MW.

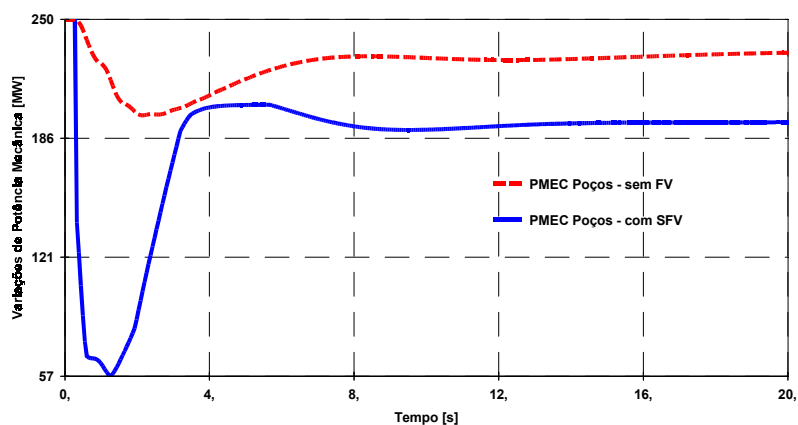


Figura 6.29 – Variações de potência mecânica com e sem *sustained fast valving*.

A potência acelerante das máquinas de Poços, para o mesmo defeito, é mostrada na figura 6.30. Novamente pode-se observar que durante o período de atuação da válvula ocorre uma maior variação na potência acelerante, mas após este período o amortecimento é maior, se comparado com a potência acelerante sem a atuação da FV.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

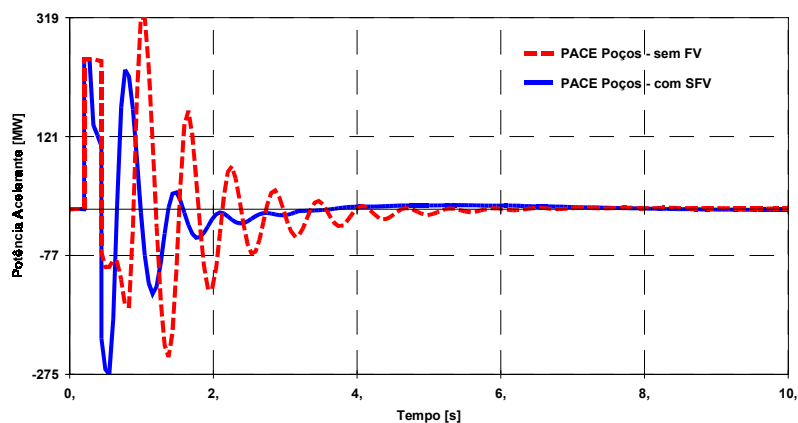


Figura 6.30 – Variações de potência acelerante com e sem *sustained fast valving*.

A figura 6.31 mostra as variações de frequência nas máquinas de Poços. Pode-se ver que a atuação da SFV impede que a frequência atinja picos positivos elevados e, além disso, também impõe um valor final de acomodação melhor que sem sua atuação.

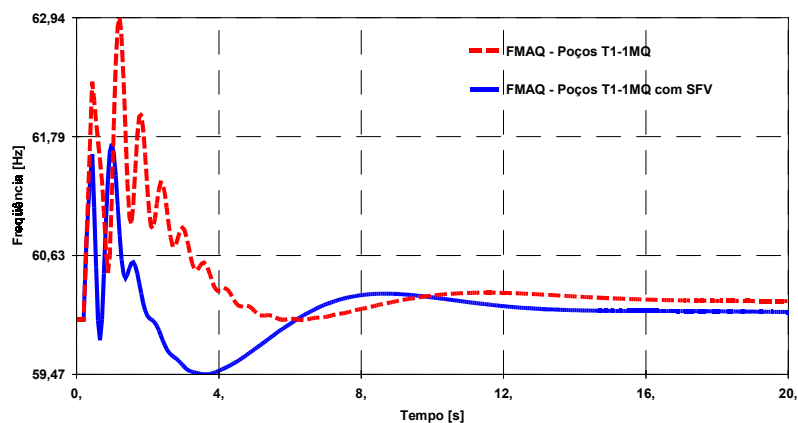


Figura 6.31 – Variações de frequência com e sem *sustained fast valving*.

A figura 6.32 mostra que a atuação da SFV fez com que a variação de potência mecânica na usina de Furnas fosse menor para o defeito seguido da rejeição de carga de 150 MW. Se comparados os valores inicial e final de potência mecânica também pode-se notar que existe uma pequena diferença entre os mesmos valores em regime permanente em relação ao caso onde a SFV não atua.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

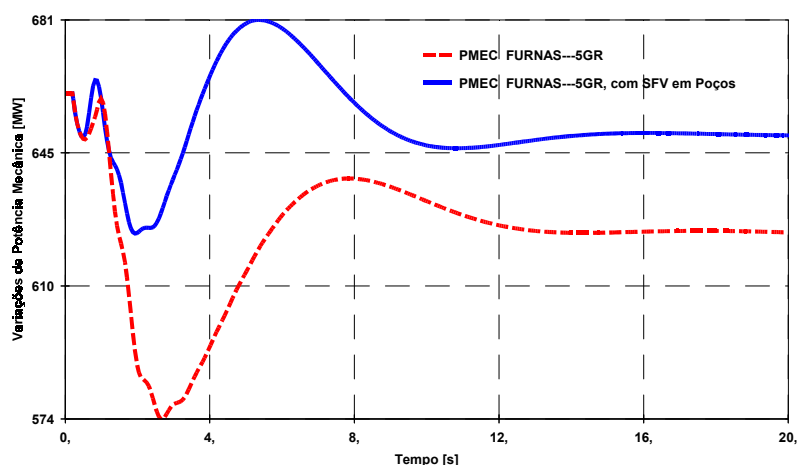


Figura 6.32 - Variações de potência mecânica com e sem *sustained fast valving*.

A figura 6.33 mostra as variações angulares nas máquinas de Poços de Caldas com e sem a atuação da SFV para o defeito seguido por rejeição de carga de 150 MW. Nota-se, pelas diferentes amplitudes angulares, que a atuação da SFV impediu que a máquina acelerasse podendo chegar então ao seu limite de estabilidade e causar perda de sincronismo.

Na figura 6.33 ocorre também uma diferença entre os valores angulares finais com e sem a atuação da SFV. Isto se deve ao corte de potência imposto pela atuação da válvula, representado pela equação (6.2), neste caso em particular.

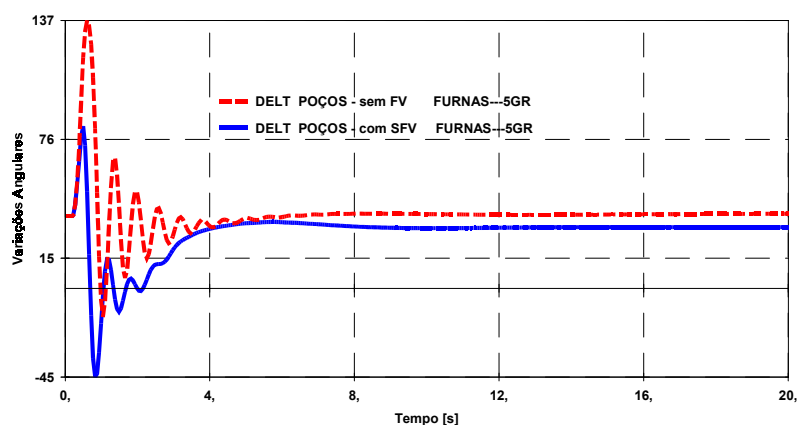


Figura 6.33 - Variações angulares com e sem *sustained fast valving*.

Para se ilustrar uma vantagem do circuito de disparo PLU, foi observado que o mesmo, quando utilizado em centrais com várias máquinas com inércias diferentes ligadas ao mesmo barramento, como as máquinas de Angra, faz com que as FVs das mesmas atuem ao mesmo tempo, não sendo necessária a criação do esquema desenvolvido no item 6.4.

Capítulo 6 – Fast Valving em Sistemas de Potência

A simulação da figura 6.34 mostra as variações de potência mecânica das máquinas de Angra I e II com a FV tipo SFV tendo como circuito de disparo o PLU. Pode-se notar que, com este tipo de circuito de disparo, as duas máquinas tiveram a FV acionada ao mesmo tempo, fato que não ocorre quando o circuito de disparo utilizado é o de sobrevelocidade, item 6.4.

O defeito aplicado foi um curto-circuito trifásico franco no barramento de 500 kV da subestação da central nuclear de Angra, com tempo de eliminação de 132ms seguido da retirada da linha de transmissão de 500 kV que liga o barramento de Angra ao barramento de Grajaú. Nesta simulação, o cenário de geração e a topologia do sistema considerado foram diferentes do considerado no item 6.4.

A SFV foi atribuído o valor de 0,8 e os tempos ajustados de fechamento, o que a válvula permaneceu fechada e o de reabertura considerados foram: $td = t_1 - t_0 = 0,25s$, $tm = t_2 - t_1 = 0,1s$ e $ts = t_3 - t_2 = 0,85s$, respectivamente.

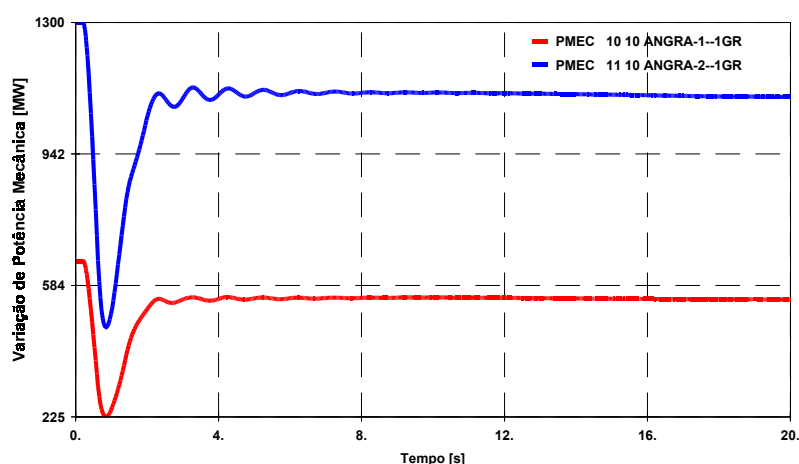


Figura 6.34 - Variações de potência mecânica com *sustained fast valving*.

7 Considerações Finais

7.1 Conclusões

O desenvolvimento da técnica da FV deu-se na extinta URSS, no início do século XX, mais precisamente por volta dos anos 20. Até meados de 1960, praticamente não houve uma grande utilização desta técnica, mas a mesma vem chamando atenção novamente por ser um dos métodos mais baratos e práticos de se aumentar a estabilidade de sistemas elétricos de potência.

Mesmo com esta grande tendência de utilização, não existe um modelo divulgado que descreva o comportamento dinâmico da atuação da FV. Os artigos encontrados concentram-se basicamente na explicação de seus conceitos, implementações em sistemas teste e alguns relatos de experiências práticas de sua atuação. Nestes últimos enfatiza-se a dificuldade de se obter um modelo teórico de FV que, juntamente com a turbina, represente corretamente o comportamento dinâmico do sistema se comparado aos dados de campo.

Para fazer com que as simulações e os resultados de campo sejam parecidos, os modelos desenvolvidos, mas não divulgados da FV, têm seus parâmetros ajustados de acordo com os dados reais, pois geralmente os tempos teóricos de atuação da válvula não coincidem com os tempos reais obtidos em campo.

O desenvolvimento de modelos matemáticos do presente trabalho envolveu um projeto de modelagem dos tipos de FV que foi evoluindo através de tentativas e erros, partindo do desenvolvimento de modelos simplificados e chegando a modelos que descrevem o comportamento real da válvula. A partir disso, simplificações para adequar os modelos a programas foram realizadas e resultaram, no final, em modelos que tendem a descrever de maneira apropriada as principais características do sistema modelado.

Depois de desenvolvidos tais modelos, eles foram acoplados a modelos de turbinas a vapor e seus comportamentos foram analisados. Apesar de todas estas considerações, os modelos desenvolvidos tiveram seu comportamento dinâmico avaliado através do monitoramento de variáveis de estado que representavam os diferentes estágios das turbinas e então considerados válidos.

Os primeiros modelos desenvolvidos levaram em consideração os tempos de fechamento e de reabertura da válvula nulos. Depois de desenvolvidos os modelos que consideram o comportamento real do posicionamento da FV, os comportamentos dinâmicos das turbinas com modelos aproximados e reais desenvolvidos de FV foram confrontados. Notou-se, através de simulações no programa *Simulink*, que as respostas dinâmicas das turbinas, em malha tipo potência-frequência, obtidas a partir da inclusão dos modelos aproximados de FV são melhores (apresentam menor variação).

Capítulo 7 – Condições Finais

Assim, pôde-se concluir que se o modelo aproximado da FV fosse implementado em sistemas de potência, o tempo crítico de eliminação de falta seria maior que o tempo crítico de eliminação de falta devido à utilização do modelo mais detalhado desenvolvido.

A justificativa para estes fatos deve-se principalmente ao tempo de fechamento da FV ser nulo no modelo aproximado, garantindo que a máquina tenha sua potência mecânica reduzida quase que instantaneamente, impedindo assim um grande deslocamento angular (δ) e conseqüentemente perda de sincronismo.

Portanto, o modelo aproximado da FV, incorporado às turbinas a vapor, causa melhorias ao sistema se comparado ao modelo mais detalhado.

Assim, os modelos aproximados não devem ser usados quando se necessita de avaliações mais precisas do comportamento dinâmico do sistema, apesar de mais fáceis de serem incorporados a programas de análise de transitórios.

Em relação à escolha da ou das melhores técnicas de acionamento da FV, não existe um consenso geral. Quando a FV tem dispositivos de disparo que monitoram variação de velocidade angular (frequência) e aceleração, seu disparo é feito após que certas condições pré-estabelecidas sejam atingidas, garantindo o início de sua atuação no menor tempo possível, o que é recomendável.

Por outro lado, somente com estes dispositivos, a FV pode atuar indevidamente se o defeito ocorrer em uma área distante da usina. Neste caso é recomendado que um sinal adicional seja incluído ao circuito de disparo, impedindo assim a atuação indevida.

A inclusão deste sinal adicional é recomendada no caso da existência de várias usinas com FV se encontrarem presentes nas proximidades da área de ocorrência do defeito. Na existência dessa situação, várias usinas teriam o controle de suas FV acionados ao mesmo tempo, deteriorando a dinâmica do sistema como um todo.

Como geralmente o mecanismo que aciona as válvulas é composto por um conjunto de molas ou então solenóides especiais que atuam em pistões causando o fechamento e reabertura das válvulas, a inclusão do sinal adicional de acionamento da FV pode acarretar em um maior atraso, prejudicando o comportamento dinâmico do sistema.

Assim, o circuito de disparo da FV deve ser escolhido de acordo com as características do sistema, após cuidadosos estudos.

A existência de duas chaves de comando de habilitação ou não da FV, localizadas na sala de operação da usina, dá uma maior flexibilidade ao controle, sendo que as mesmas podem ser monitoradas via controle supervisão.

A escolha do tipo de FV, *Momentary* ou *Sustained*, e dos tempos de atuação devem ser feitos após conhecer-se as condições de distúrbio que podem levar o sistema à instabilidade.

Os estudos para a implementação da FV em campo devem levar em conta as condições de estrangulamento e as características térmicas do ciclo a vapor. Os tempos de fechamento e

Capítulo 7 – Condições Finais

reabertura das válvulas, assim como seus tipos (borboleta ou gaveta), também devem ser analisados, sendo que cada tipo de válvula apresenta tempos de abertura e fechamento diferentes.

Como a FV geralmente funciona pelo princípio do controle em malha aberta, para uma condição crítica detectada ela executa sua tarefa de fechar e reabrir definida pelo tempo pré-estabelecido no seu ajuste, independentemente do tipo de condição de carregamento do circuito, o que pode causar instabilidade mesmo com sua atuação se o controle não for cuidadosamente ajustado.

Um dos principais problemas que pode levar o sistema à instabilidade é o atraso no tempo de reabertura das válvulas que causa um aumento de pressão no reaquecedor. Para evitar sobrepressões, geralmente, as válvulas de segurança do reaquecedor liberam vapor contido em seu interior para a atmosfera ou condensador, prejudicando a dinâmica da própria turbina.

Deve-se lembrar que o atraso no tempo de reabertura da FV aumenta a magnitude de oscilação do rotor, causando um *overshoot* de potência mecânica devido ao acúmulo de vapor no reaquecedor que é liberado na reabertura.

Portanto o instante ótimo selecionado para a reabertura da válvula depende da máquina em particular e do sistema para onde a FV foi projetada.

Outro fato relevante diz respeito ao número de atuações da FV, que fica limitado em uma a cada dez minutos devido aos possíveis impactos causados à turbina, podendo levar à fadiga térmica e, portanto redução da sua vida útil.

Com relação à proteção a FV não deve operar em faltas ocorridas no gerador e no transformador elevador da usina, pois nestes casos a unidade geradora deve ser retirada do sistema [Delfino, 93]. Quando se deseja observar os efeitos da FV, principalmente em simulações, os relés das linhas de transmissão ligadas à usina devem ser ajustados na segunda zona de proteção a fim de não inibir os efeitos de sua atuação.

Os elementos de proteção situados na zona compreendida entre o gerador e o transformador elevador devem ser ajustados com cuidado especial para que não haja desligamento indesejável durante a ação da FV, lembrando que a sua implantação deve ser feita em todas as turbinas existentes em uma mesma usina, para não prejudicar a estabilidade do sistema.

A utilização da FV provoca grandes variações de torque na turbina, sob estes pontos de vista os geradores síncronos são comumente construídos para suportar estresses causados pelos altos picos de corrente e torques pulsantes que aparecem nestas situações.

Os modelos de FV projetados consideram as devidas restrições recomendadas e os modelos desenvolvidos prevêm sua utilização em estudos de estabilidade de longo termo, caso deseje-se fazer tal tipo de estudo, deve-se apenas *reiniciar* o Flip-Flop tipo SR em um determinado tempo após a primeira atuação da válvula. Este tempo pode ser o tempo necessário para a estabilização dos transitórios da caldeira e do reator.

Capítulo 7 – Condições Finais

Os valores das constantes de tempo dos modelos desenvolvidos (t_d , t_m e t_s), também podem ser facilmente ajustados.

Com relação às simulações, no capítulo 6 pôde-se ter uma noção mais real do comportamento da atuação da FV em sistemas de potência, pois seu controle foi incluído em alguns sistemas extraídos do sistema elétrico brasileiro.

Apesar de não se poder afirmar realmente, através das simulações, se os verdadeiros benefícios de sua atuação seriam bem parecidos com sua atuação real, pôde-se notar que a atuação da FV melhorou a estabilidade dos sistemas, aumentando o tempo crítico de eliminação de faltas.

As outras melhoras observadas devido à atuação da FV foram o restabelecimento de valores de tensão e frequência das máquinas em menor tempo, maior amortecimento da potência acelerante, menores deslocamentos angulares e melhora do comportamento dinâmico das potências mecânicas das máquinas da região de estudo.

Foi demonstrada através de simulações que a redução de potência mecânica via FV é maior se houver atuação nas válvulas de interceptação (IV).

Deve-se ressaltar que a inclusão do controle da FV nas CVs e IVs é de difícil operação, pois estes controles devem ser coordenados, além desta configuração implicar em custos adicionais, sendo que geralmente somente a atuação da FV na IV (EVA) garante, na maioria dos casos, que o sistema suporte os impactos mais severos.

Além disso, atuação da FV na CV pode causar transitórios excessivos na caldeira, e no reator.

Se as válvulas de interceptação e controle forem ativadas ao mesmo tempo, pode ocorrer uma redução de potência muito grande, causando variações de potência de grande magnitude no sistema. Logo, é necessário ter certeza que estas atuações não causem déficit de potência mecânica nas áreas vizinhas.

A atuação da FV faz com que a máquina permaneça conectada ao sistema evitando que a caldeira e o reator sejam retirados de operação fazendo com que os mesmos se resfriem e levem um longo tempo para atingirem as condições mínimas para entrar em operação novamente. Vale a pena lembrar também que não é aconselhável que as turbinas térmicas em geral fiquem paradas (sem rotação), pois pode ocorrer o empenamento de seus eixos.

Como a máquina, devido à atuação da FV, não é retirada do sistema, sua inércia permanece no mesmo no período que o sistema mais necessita (período transitório).

Também é necessário fazer a inclusão de elementos limitadores em vários blocos da turbina, o limitador de valor mínimo serve para garantir que os valores de potência mecânica de cada estágio não atinjam valores negativos durante o período transitório. Já o valor de limitador de máximo serve para impedir que a turbina gere valores acima dos valores máximos que a mesma pode gerar, pois estes valores dependem da capacidade de armazenamento de energia no sistema, por exemplo, caldeira e tubulações associadas.

Capítulo 7 – Condições Finais

Pôde-se observar que o aumento do tempo crítico de eliminação de faltas causados pela implementação da FV nas unidades de Angra I e II exigiu a criação de uma nova forma de acionamento. Devido às diferenças de inércia das unidades e ao fato delas estarem ligadas ao mesmo barramento, o aumento do tempo crítico de eliminação da falta, só foi obtido depois do envio de um sinal de atuação de Angra I para o dispositivo de acionamento de FV em Angra II.

É importante notar que este tipo de lógica pode ser perigoso no sentido de que se houver uma falha no circuito de controle de Angra I, a FV de Angra II também pode ser acionada de forma equivocada. Portanto, para este caso, caberia projetar um circuito de disparo com a inclusão de um sinal adicional com a finalidade de se garantir uma atuação mais segura do controle da FV, por exemplo, com relé de proteção.

Uma outra solução para se evitar a utilização deste tipo de lógica (Angra I aciona Angra II) e conseqüentemente estes tipos de problemas, considera a utilização do PLU. Esta solução foi descoberta e comprovada através de simulações.

Com relação à SFV, sua atuação além de causar uma rápida redução de potência, ainda permite que a mesma seja mantida a um nível de carga desejável, isto faz com que após uma falha permanente, a potência gerada não atinja um nível de carga indesejável, como por exemplo, a potência pré-falta, evitando possíveis sobrecargas em circuitos remanescentes após a eliminação do defeito.

Para este tipo de atuação os controles da caldeira e reator devem ser ajustados para manterem o fluxo de vapor e sua temperatura dentro de limites aceitáveis para esta nova condição de operação, sendo desnecessária a utilização de sistemas de desvio de vapor para o condensador ou atmosfera.

Finalmente, a atuação da FV mostrou-se eficiente tanto no sistema elétrico simulado de 13 barras como nas UTNs de Angra I e II.

No sistema de 13 barras houve um aumento do tempo crítico de eliminação de falta de 35%. A implementação da FV na usina de Angra, também aumentou o tempo crítico de eliminação de falta, apesar da severidade do defeito para o sistema interligado brasileiro.

Comprovou-se, através de simulações na usina de Angra, que os tempos de acionamento da FV devem ser os menores possíveis, pois aumentaram a estabilidade, dando maior folga para os ajustes de proteção.

7.2 Desenvolvimentos Futuros

Como possíveis propostas para desenvolvimentos futuros ficam, além dos tópicos mencionados no Capítulo 5, item 5.3 a Análise de Interações Torcionais Devido à Atuação da *Fast Valving* em Centrais Térmicas.

Capítulo 7 – Condições Finais

Neste tipo de estudo, o modelo da turbina passa a ser não mais considerado como um modelo de parâmetros concentrados, mas sim de parâmetros distribuídos. Assim, os efeitos da atuação da FV impostos às várias seções de eixos devem ser estudados, pois no intervalo de atuação da FV ocorre uma rápida variação de potência mecânica na turbina, de magnitude considerável, atingindo reduções da ordem de 70% seguida por sua retomada à potência pré-defeito ou a um valor pré-definido pelo operador (SFV), podendo assim causar esforços torcionais excessivos em seções do conjunto turbina-gerador-excitatriz.

O principal intuito deste estudo seria incluir o modelo genérico de FV desenvolvido, que engloba os dois tipos de atuação: *Momentary* e *Sustained*, nos modelos de turbinas a vapor modelada em forma de parâmetros distribuídos. Os dados necessários para tal análise podem ser obtidos em artigos de ressonância subsíncrona, onde é possível encontrar diversas constantes dos eixos da turbina-gerador-excitatriz.

As análises das interações torcionais devem ser feitas em programas de análise de transitório eletromecânico (rede modelada algebricamente) e eletromagnético (rede modelada com sistema de equações algébrico-diferenciais). As simulações obtidas através destes dois tipos de programa podem ser comparadas e analisadas, a fim de se conhecer e compreender as respectivas variações de torque entre as diversas seções.

A Apêndice I

Ciclos Térmicos

A.1 Ciclos Simples

A eficiência térmica de um ciclo de potência é máxima se o calor fornecido ao ciclo tem a maior temperatura possível e o calor rejeitado tem a menor temperatura possível. A figura a.1 mostra o ciclo de Carnot sobre o diagrama temperatura – entropia ($T-s$) realizado a partir da configuração mais simples que existe, caldeira, turbina, condensador e bomba de condensado, conforme ilustrado mais a frente na figura a.2. No diagrama $T-s$, áreas podem ser interpretadas como proporcionais às quantidades de calor transferidas. O ciclo de Carnot é composto por dois processos reversíveis de temperatura constante, que são chamados de processos isotérmicos, e dois processos de entropia constante, que são chamados de processos adiabáticos.

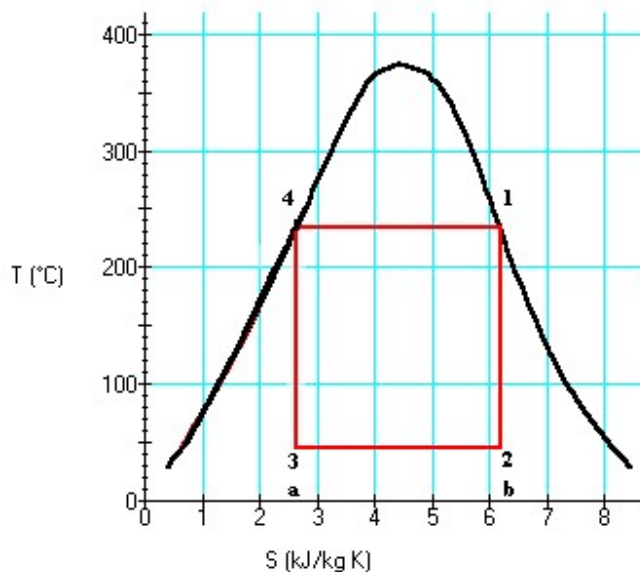


Figura A.1 – Ciclo de Carnot.

Conforme mostra a figura a.1, o fluido de trabalho se expande isentropicamente (um processo isentrópico é um processo adiabático reversível) na turbina, passando do estado 1 para o estado 2, logo após isto, o fluido é parcialmente condensado em temperatura e pressão constante indo do estado 2 para o estado 3. Então o fluido de trabalho é isentropicamente comprimido de um estado de líquido + vapor, estado 3, para água saturada, estado 4 e finalmente é evaporado com pressão e temperatura constante do estado 4 para o estado 1,

Apêndice

transformando-se de líquido saturado para vapor saturado [Faires, 54].

A área limitada pelos pontos 1-2-3-4 é proporcional ao calor convertido em trabalho durante o ciclo. A área limitada por $a-3-2-b$ é o calor rejeitado pelo ciclo. A eficiência do ciclo pode ser expressa pela razão das áreas no diagrama $T-s$, representada pela equação (A.1) [Shapiro, 00]:

$$\eta = \frac{(T_4 - T_3)(S_2 - S_3)}{T_4(S_2 - S_3)} \quad (\text{A.1})$$

Reorganizando a equação acima, pode-se chegar à eficiência térmica de Carnot, dada pela equação (2.8) do Capítulo 2.

O ciclo de Carnot é um ciclo ideal, já um processo mecânico não ideal apresenta perdas que devem ser representadas em um diagrama de ciclo chamado de ciclo Rankine.

A.2 Ciclo de Rankine Ideal

O ciclo de Rankine ou ciclo de expansão completa foi o primeiro padrão de comparação aceito para as usinas a vapor e até hoje é utilizado para este fim. Este ciclo representa os processos nos planos $p-v$ e $T-s$.

Considerando o ciclo no diagrama $T-s$, o processo que ocorre em uma usina térmica a vapor pode ser descrito como: o vapor deixa a caldeira no estado 1, transporta-se até a turbina, sem perdas, expande-se isentropicamente na mesma até o estado 2, então passa para o condensador (ou atmosfera). A água de circulação condensa o vapor a líquido saturado em 3 e, deste estado, a substância é bombeada isentropicamente à caldeira, no estado líquido subresfriado 4. Há uma mistura de água fria a uma temperatura T_4 com água quente da caldeira, a uma temperatura $T_a = T_1$. O líquido comprimido pela bomba, estado 4, em seguida é evaporado na caldeira e assim o ciclo recomeça.

De acordo com a figura a.2 e com o que foi mencionado anteriormente, pode-se ver, resumidamente, que o fluido de trabalho passa pela seguinte série de processos reversíveis [Faires, 66; Shapiro, 00]:

- **Processo 1-2:** Ocorre expansão isentrópica do fluido de trabalho através da turbina, de vapor saturado no estado 1 até a pressão do condensador;
- **Processo 2-3:** Transferência de calor do fluido de trabalho, que flui a pressão constante, através do condensador com líquido saturado até o estado 3;
- **Processo 3-4:** Ocorre compressão isentrópica na bomba até o estado 4, na região de líquido comprimido;

Apêndice

- **Processo 4-1:** *Transferência de calor para o fluido de trabalho durante seu escoamento a pressão constante através da caldeira, completando o ciclo.*

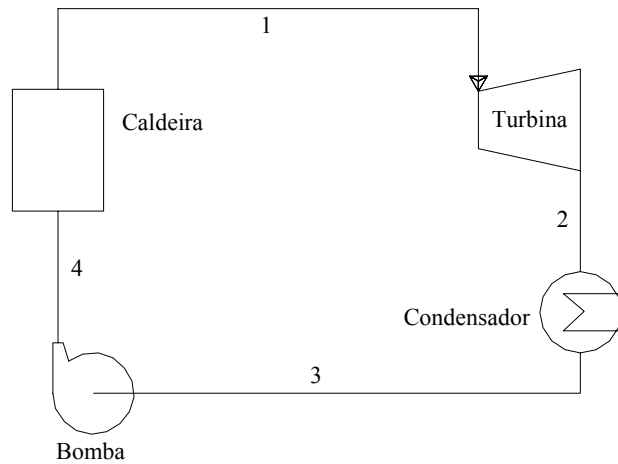


Figura A.2 – Configuração simples.

A figura a.3 representa o diagrama $T - s$ para a configuração simples ilustrada na figura a.2.

Como o ciclo ideal de Rankine consiste em processos internamente reversíveis uma expressão de eficiência térmica pode ser obtida em termos de temperaturas médias durante o processo. Por exemplo, a área $1 - b - c - 4 - a - 1$ da figura a.3 representa a transferência de calor para o fluido de trabalho por unidade de massa e que flui pelos respectivos componentes do circuito que compõem a planta térmica (calor convertido em trabalho). Analogamente, a área $2 - b - c - 3 - 2$ da mesma figura representa a transferência de calor do vapor condensado por unidade de massa passando através do condensador (calor rejeitado pelo ciclo).

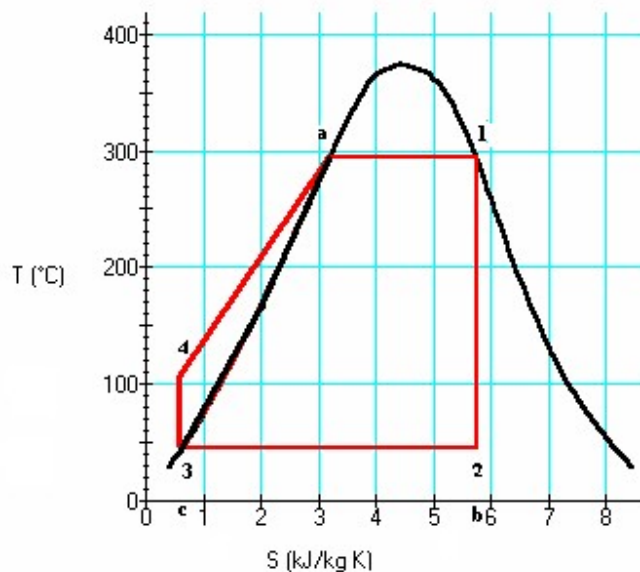


Figura A.3 – Ciclo Rankine para configuração simples.

Apêndice

A equação (A.2) representa o rendimento térmico do ciclo ideal de Rankine e é utilizada tanto para a máquina térmica reversível quanto para a máquina térmica irreversível. A equação mostra que quanto maior a temperatura da fonte quente (T_H) da caldeira, e/ou quanto menor a temperatura da fonte fria (T_C) do condensador, o rendimento é maior.

$$\eta = f(T_C, T_H) = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (\text{A.2})$$

O aumento da eficiência do ciclo pode ser facilmente entendido observando os diagramas $T-s$. Diversas modificações no ciclo básico de Rankine são exploradas adiante devido à inclusão de componentes no ciclo de centrais térmicas a vapor.

Apesar destas variações serem válidas para o ciclo ideal de Rankine, uma análise qualitativa pode ser feita para centrais térmicas reais.

A.2.1 Ciclo com mudança de pressão na caldeira e no condensador

A figura a.4 e a figura a.5 mostram os efeitos que a variação de pressão na caldeira e no condensador, respectivamente, causam no rendimento da planta térmica, já que o aumento da pressão implica em aumento da temperatura.

Elevando a pressão com que a caldeira evapora o vapor, há um aumento na temperatura de saturação, isto resulta em um acréscimo na temperatura média do calor adicionado ao ciclo, aumentando assim a sua eficiência. O aumento de pressão e conseqüentemente da temperatura é limitado pela suportabilidade dos materiais que compõem a caldeira.

A figura a.4 mostra dois ciclos ideais possuindo a mesma pressão do condensador (segmento $2-2'-3$), mas diferentes pressões na caldeira. Por inspeção, quando a temperatura média da caldeira aumenta, ciclo $1'-2'-3-4'-1'$, o rendimento térmico do ciclo ideal de Rankine aumenta, se comparado ao ciclo $1-2-3-4-1$.

Apêndice

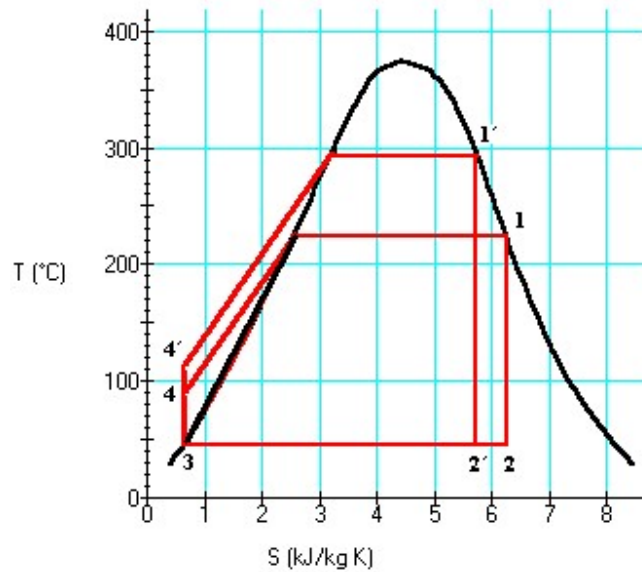


Figura A.4 – Efeito do aumento de pressão na caldeira para o ciclo Rankine ideal.

Também se pode aumentar a eficiência do ciclo com o decréscimo de pressão e de temperatura no qual o vapor é condensado.

A figura a.5 mostra dois ciclos ideais possuindo a mesma pressão da caldeira, mas com condensadores operando em diferentes pressões. Por inspeção, quando a temperatura média do condensador diminui, ciclo 1–2'–3'–4'–1, o rendimento térmico do ciclo ideal de Rankine é maior se comparado ao ciclo 1–2–3–4–1.

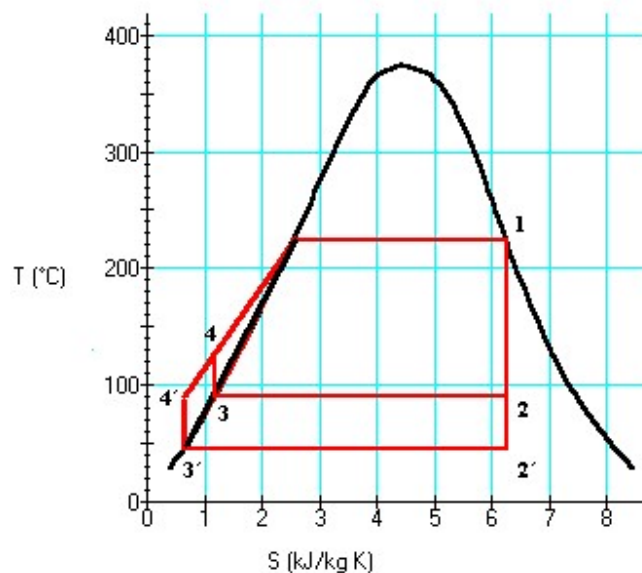


Figura A.5 – Efeito da diminuição de pressão no condensador para o ciclo Rankine ideal.

A.2.2 Aumentando rendimento: superaquecimento e reaquecimento

O ciclo de Rankine também permite a possibilidade de inclusão de superaquecimento e reaquecimento no ciclo de vapor.

As representações feitas no ciclo de vapor da figura a.2 não descrevem todos os tipos de usinas, principalmente as maiores, onde várias modificações são feitas e incorporadas a fim de aumentar a performance das mesmas. Duas principais modificações são feitas a fim de aumentar o rendimento do ciclo térmico através da inclusão de superaquecedores e reaquecedores e a inclusão destas modificações é explanada a seguir.

Superaquecimento: A entrada de vapor da turbina não é obrigatoriamente limitada a ter vapor saturado. Através de um trocador de calor, chamado de superaquecedor, mais energia pode ser somada ao vapor de entrada da turbina, transformando-o em vapor superaquecido. A combinação da caldeira e do superaquecedor é conhecida por gerador de vapor.

A figura a.6 mostra o efeito do superaquecimento do vapor na entrada da turbina através do ciclo $1'-2'-3-4-1'$. O ciclo com superaquecedor apresenta uma temperatura média maior de adição de calor se comparado ao ciclo sem superaquecimento ($1-2-3-4-1$), portanto a eficiência térmica é maior e, além disso, a qualidade de vapor de exaustão da turbina no estado $2'$ é maior que no estado 2 .

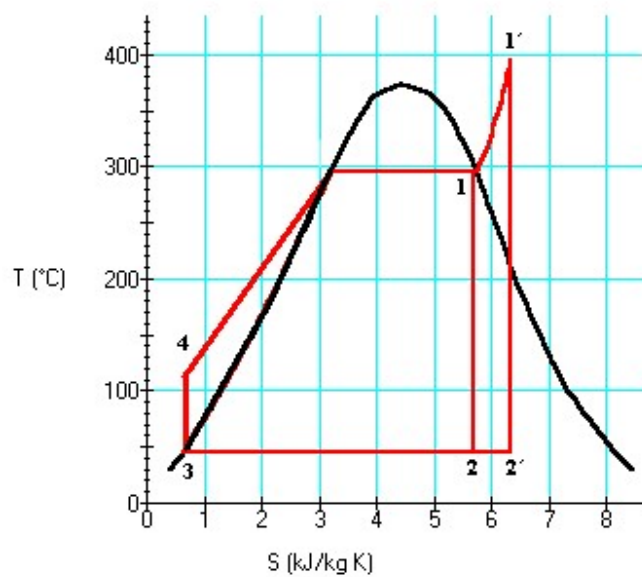


Figura A.6 – Ciclo com superaquecimento.

Reaquecimento: Um outro tipo de modificação comumente utilizada em usinas a vapor é o reaquecimento. Com a utilização deste elemento, há um aumento na eficiência, o que resulta em maior pressão na caldeira e melhora na qualidade de vapor de exaustão da turbina, ou seja, aumenta a temperatura e a entalpia e conseqüentemente a entropia.

Apêndice

Em um ciclo ideal com reaquecimento, figura a.7, o vapor não se expande diretamente para valores de pressão do condensador em uma única passagem. O vapor se expande através do primeiro estágio da turbina, para algum estágio de pressão intermediário entre a pressão do gerador de vapor e a do condensador, por exemplo, o estágio de alta pressão da turbina (*processo 1-2*).

O vapor é então reaquecido no gerador de vapor (*processo 2-3*) através de um trocador de calor conhecido por reaquecedor. Em um processo ideal, não haveria queda de pressão devido ao reaquecimento do vapor. Depois de reaquecido, o vapor se expande em um segundo estágio de pressão da turbina, por exemplo, estágio de baixa pressão à pressão do condensador (*processo 3-4*). A principal vantagem do reaquecedor é aumentar a qualidade do vapor na exaustão da turbina, isto pode ser observado através do diagrama $T-s$ da figura a.8, comparando os pontos 4 e 4', onde 4' seria o estado do vapor sem reaquecimento.

Com o aumento da temperatura média do calor adicionado, aumenta-se o rendimento do ciclo.

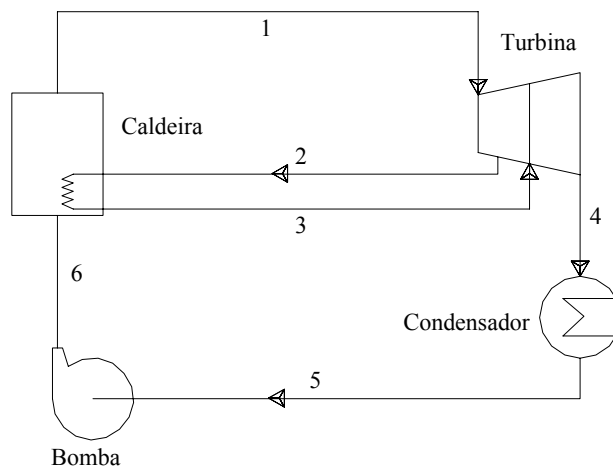


Figura A.7 – Configuração com reaquecimento.

A figura a.8 mostra o diagrama $T-s$ para o ciclo com superaquecimento seguido pelo reaquecimento simples. O trabalho adicional realizado pelo reaquecimento é mostrado na área entre os pontos 2-3-4-4' e o calor adicional que é rejeitado é mostrado pela área 4-b-b'-4'. É possível notar, com a análise das áreas da curva, que houve um acréscimo no rendimento. Inúmeros reaquecimentos não são utilizados devido às quedas de pressão tornarem-se bastante elevadas. Isto faz com que o rendimento diminua, inviabilizando o processo.

Apêndice

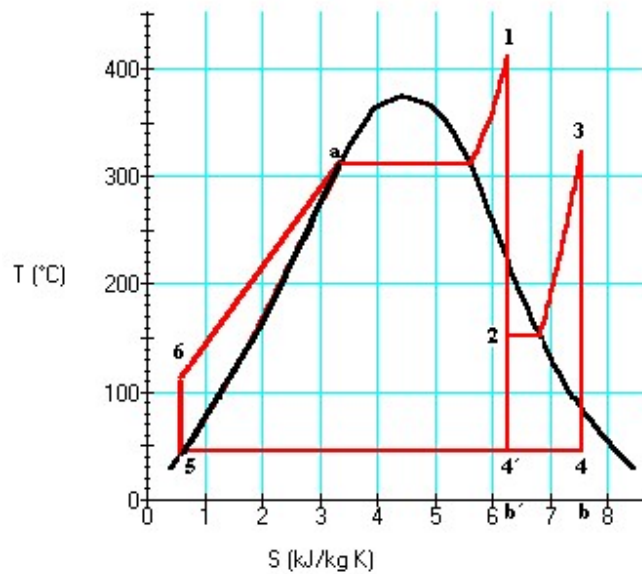


Figura A.8 – Ciclo com superaquecimento e reaquecimento.

A.2.3 Ciclo com extração de vapor da turbina

O acréscimo da temperatura média também pode ser realizado através do aumento de temperatura da água de alimentação fornecida à caldeira. Para se obter um ganho na eficiência, o calor de dentro do ciclo é utilizado para elevar a temperatura da água de alimentação. Isto pode ser feito através da extração de uma parte do vapor da turbina que é direcionado para o trocador de calor que aquece a água de alimentação. Este processo é chamado de reaquecimento regenerativo da água de alimentação. A configuração do ciclo pode ser observada na figura a.9.

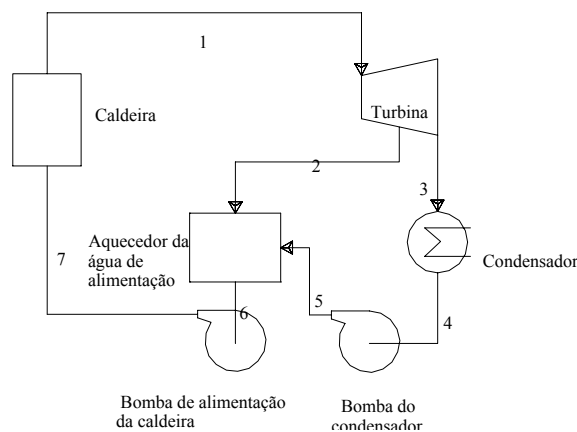


Figura A.9 – Configuração com extração.

Para este ciclo, o fluido de trabalho passa isentrópicamente através dos estágios da turbina e

Apêndice

bombas. O fluxo não sofre queda de pressão através do gerador de vapor, condensador e aquecedor de água de alimentação.

O vapor entra no primeiro estágio da turbina e se expande para o estado 2, onde uma parcela do fluxo total é extraída para o aquecedor de água de alimentação, que opera a uma pressão p_2 . O restante do fluxo de vapor se expande no segundo estágio da turbina até o estágio 3. Esta porção de vapor é condensada a vapor líquido no estado 4 e então bombeada à pressão do extrator e introduzido no aquecedor de água de alimentação no estado 5. No estado 6, uma única mistura existe e é bombeada à pressão do gerador de vapor no estado 7 e aquecido do estado 7 para o estado 1 no gerador de vapor.

O diagrama $T-s$ para este ciclo está ilustrado na figura a.10, onde todos os processos descritos anteriormente podem ser visualizados.

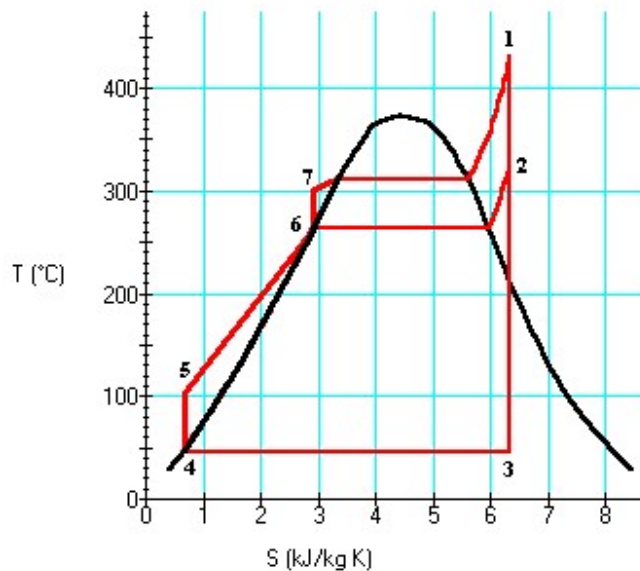


Figura A.10 – Diagrama T-s para configuração com supraaquecimento e extração.

A.2.4 Ciclo com extração de vapor da turbina e rea aquecimento

A configuração mais comumente utilizada é a que inclui rea aquecimento e extração de vapor. Desta forma pode-se alcançar um rendimento satisfatório utilizando componentes economicamente viáveis. A figura a.11 demonstra a configuração.

O vapor entra no primeiro estágio da turbina e se expande para o estado 2, onde uma parcela do fluxo total é extraída para o aquecedor de água de alimentação, que opera a uma pressão p_2 . O restante do fluxo de vapor sai do primeiro estágio da turbina, estado 3, e se expande no rea aquecedor para o estado 4. Esta porção de vapor sai do segundo estágio da turbina, estado 5, e é condensada a vapor líquido no estado 6 e então bombeada à pressão do extrator e

Apêndice

introduzido no aquecedor de água de alimentação no estado 7. No estado 8, uma única mistura existe e é bombeada à pressão do gerador de vapor no estado 9 e aquecido do estado 9 para o estado 1 no gerador de vapor.

O diagrama $T-s$ para este ciclo está ilustrado na figura a.12, onde todos os processos descritos anteriormente podem ser visualizados.

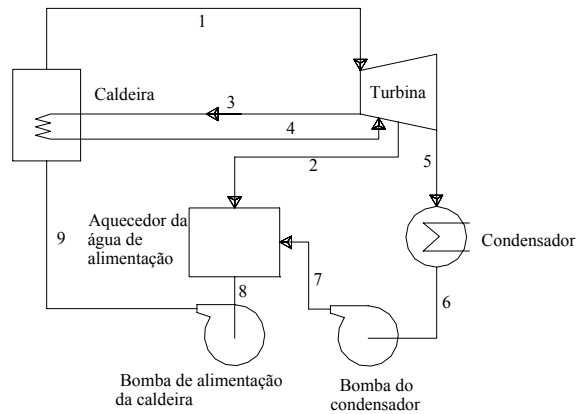


Figura A.11 – Configuração com extração e reaquecimento.

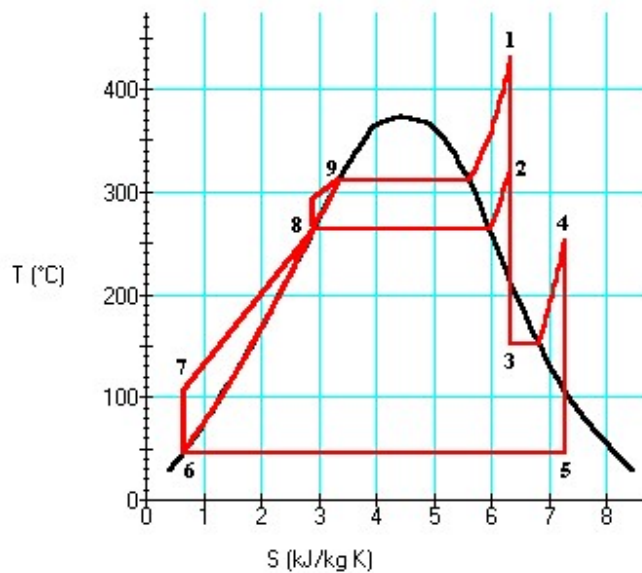


Figura A.12 – Diagrama $T-s$ para configuração com extração e reaquecimento e superaquecimento.

Apêndice

Um resumo de relações dos principais processos térmicos é ilustrado pela Tabela A.1.

Tabela A.1 – Fórmulas de processos para gases perfeitos.

<i>Processo</i>	<i>Volume Constante</i> $V = C$	<i>Pressão Constante</i> $P = C$	<i>Isotérmico</i> $T = C$	<i>Isentrópico</i> $S = C$	<i>Politrópico</i> $PV^n = C$
Relações P, V, T	$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2}{P_1}$	$\frac{T_2}{T_1} = \frac{V_2}{V_1}$	$P_1V_1 = P_2V_2$	$P_1V_1^k = P_2V_2^k$ $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1}$ $= \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(1-k)/k}$	$P_1V_1^n = P_2V_2^n$ $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1}$ $= \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(1-n)/n}$
$\int_1^2 PdV$	0	$P(V_2 - V_1)$	$P_1V_1 \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$	$\frac{P_2V_2 = P_1V_1}{1-k}$	$\frac{P_2V_2 = P_1V_1}{1-n}$
$U_2 - U_1$	$wc_v(T_2 - T_1)$	$wc_v(T_2 - T_1)$	0	$wc_v(T_2 - T_1)$	$wc_v(T_2 - T_1)$
Q	$wc_v(T_2 - T_1)$	$wc_p(T_2 - T_1)$	$\frac{P_1V_1}{J} = \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$	0	$wc_n(T_2 - T_1)$
n	∞	0	1	k	$-\infty$ a $+\infty$
Calor Específico c	c_v	c_p	∞	0	$c_n = c_v \left(\frac{k-n}{1-n}\right)$
$H_2 - H_1$	$wc_p(T_2 - T_1)$	$wc_p(T_2 - T_1)$	0	$wc_p(T_2 - T_1)$	$wc_p(T_2 - T_1)$
$S_2 - S_1$	$wc_v \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)$	$wc_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)$	$\frac{wR}{J} = \ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$	0	$wc_n \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)$

Onde:

Q = calor transferido;

U = energia interna;

H = entalpia;

S = entropia;

w = peso de uma substância;

c_p = calor específico a pressão constante;

c_v = calor específico a volume constante

Apêndice

$J =$ constante de Joule;

$R = PV/T$.

B Apêndice II

Aproximações de Padé

No caso de utilização da função de transferência de atraso de transporte e^{-st} nos modelos desenvolvidos da FV, devido a não existência da mesma em alguns programas de análise de transitórios, pode ser necessária a utilização das aproximações de Padé de ordem que se necessita.

As aproximações de Padé são capazes de produzir frações racionais a partir de funções irracionais na forma:

$$F(x) = \frac{A_m(x)}{B_m(x)} \quad m = 0,1,2,\dots \quad (\text{B.1})$$

Para isto, deve-se expandir as funções $A_m(x)$ e $B_m(x)$ em séries de potência e as mesmas devem tomar a seguinte forma polinomial:

$$\begin{aligned} A_m(x) &= a_0 + a_1x + a_2x^2 + \dots + a_mx^m \\ B_m(x) &= b_0 + b_1x + b_2x^2 + \dots + b_mx^m \end{aligned} \quad (\text{B.2})$$

Os valores dos coeficientes a_i e b_j são valores finitos ou então zero.

Assim:

$$\mathbf{a} = \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_m \end{bmatrix} \quad (\text{B.3})$$

$$\mathbf{b} = \begin{bmatrix} b_0 \\ b_1 \\ \vdots \\ b_m \end{bmatrix} \quad (\text{B.4})$$

Apêndice

Os coeficientes das equações (B.3) e (B.4) podem ser encontrados através da resolução de equações matriciais:

$$\mathbf{C}_{m,m+1} \mathbf{b} = \mathbf{0} \quad (\text{B.5})$$

$$\mathbf{C}_{m+1,0} \mathbf{b} = \mathbf{a} \quad (\text{B.6})$$

As matrizes são obtidas através da matriz $\mathbf{C}_{m,m+1}$, onde $p = m$ e $q = m + 1$, e da matriz $\mathbf{C}_{m+1,0}$, onde $p = m + 1$ e $q = 0$. O valor de m indica a ordem da aproximação de Padé a ser feita sendo que: os vetores \mathbf{a} e \mathbf{b} são vetores $(m + 1) \times 1$, a matriz $\mathbf{C}_{m,m+1}$ possui dimensão $m \times (m + 1)$ e a matriz $\mathbf{C}_{m+1,0}$ possui dimensão $m \times m$.

$$\mathbf{C}_{p,q} = \begin{bmatrix} c_q & c_{q-1} & \cdots & c_{q-p} \\ c_{q+1} & c_q & \cdots & c_{q-p+1} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ c_{p+q-1} & c_{p+q-2} & \cdots & c_{q-1} \end{bmatrix}$$

A função e^x , expandida em série de MacLaurin (no ponto zero) resulta na equação (B.7):

$$F(x) = e^x = 1 + \frac{x}{1!} + \frac{x^2}{2!} + \frac{x^3}{3!} + \cdots + \frac{x^n}{n!} \quad (\text{B.7})$$

A aproximação de Padé de primeira ordem, $m = 1$, pode ser obtida pela seguinte fração racional:

$$F(x) = \frac{a_0 + a_1 x}{b_0 + b_1 x}$$

onde, os termos $c_0 = 1$, $c_1 = 1$, $c_2 = 1/2$ e $c_3 = 1/6$ etc são obtidos através de comparação com os coeficientes da equação (B.7). Das equações (B.5) e (B.6), pode-se obter:

$$\mathbf{a} = \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \end{bmatrix} \quad (\text{B.8})$$

$$\mathbf{b} = \begin{bmatrix} b_0 \\ b_1 \end{bmatrix} \quad (\text{B.9})$$

Apêndice

$$\mathbf{c}_{1,2} = [c_2 \quad c_1] = \left[\frac{1}{2} \quad 1 \right] \quad (\text{B.10})$$

$$\mathbf{c}_{2,0} = \begin{bmatrix} c_0 & 0 \\ c_1 & c_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{B.11})$$

Substituindo os valores nas equações (B.5) e (B.6) resulta em:

$$\mathbf{c}_{1,2} \mathbf{b} = \left[\frac{1}{2} \quad 1 \right] \begin{bmatrix} b_0 \\ b_1 \end{bmatrix} = 0 \Rightarrow b_1 = -\frac{b_0}{2} \quad (\text{B.12})$$

$$\mathbf{c}_{2,0} \mathbf{b} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_0 \\ b_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \end{bmatrix} \Rightarrow \begin{cases} a_0 = b_0 \\ b_0 + b_1 = a_1 \end{cases} \quad (\text{B.13})$$

O que leva a $a_0 = b_0 = 1$, $b_1 = -\frac{1}{2}$ e $a_1 = \frac{1}{2}$, logo:

$$F(x) = \frac{1 - 0,5 \cdot x}{1 + 0,5 \cdot x} \quad (\text{B.14})$$

Fazendo $|x| = |-sT|$, chega-se em;

$$e^{-\tau \cdot s} = \frac{1 - 0,5 \cdot \tau s}{1 + 0,5 \cdot \tau s} \quad (\text{B.15})$$

Para se fazer a aproximação de Padé de segunda ordem da função e^x , a solução das equações matriciais (B.5) e (B.6) leva a;

$$F(x) = \frac{1 + \frac{1}{2} \cdot x + \frac{1}{12} \cdot x^2}{1 - \frac{1}{2} \cdot x + \frac{1}{12} \cdot x^2} = \frac{12 + 6x + x^2}{12 - 6x + x^2} \quad (\text{B.16})$$

Deve-se lembrar que os erros na aproximação de Padé aumentam com o aumento da distância em relação ao ponto zero, isto quer dizer que para valores pequenos de T , onde $|x| = |-sT|$, o erro é relativamente pequeno.

Apêndice

Para valores de T relativamente grandes a série deve ser expandida em torno deste ponto (Série de Taylor).

Uma forma mais simples e eficiente de se encontrar aproximações de Padé é dada a seguir [Aguirre, 04]:

$$e^{-\tau_d s} \approx \frac{Q_n(-\tau_d s)}{Q_n(\tau_d s)} \quad (\text{B.17})$$

Onde:

$$Q_n(s) = \sum_{j=0}^n \frac{(n+j)!}{j!(n-j)!} (\tau_d s)^{n-j} \quad (\text{B.18})$$

O atraso puro de tempo é, a rigor, uma função de transferência de ordem infinita, logo as aproximações de ordem podem ser feitas escolhendo o valor de n igual ao valor da ordem de aproximação que se necessita. Através das equações (B.17) e (B.18) é possível determinar rapidamente as funções de transferência para um atraso temporal de τ_d unidades de tempo.

C Apêndice III

Modelos de Turbinas a Vapor

C.1 Modelos Diversos

a) Modelo sem reaquecimento (0.0.0)

A figura c.1 representa este tipo de configuração. É o mais simples, sendo utilizado com unidades geradoras de no máximo 100 MW .

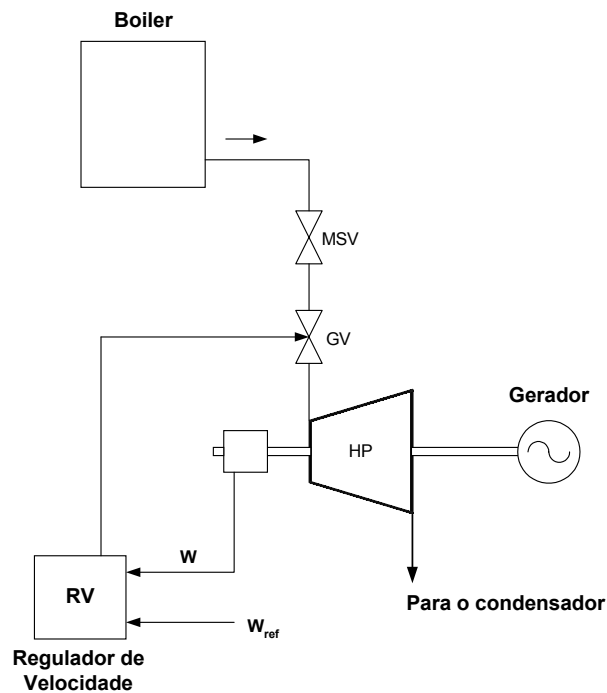


Figura C.1 – Configuração sem reaquecimento.

b) Modelo sem reaquecimento e com estágio de baixa pressão (0.0.1)

Esta configuração, que está representada na figura c.2, corresponde a uma alternativa mais eficiente do que a configuração anterior, uma vez que utiliza o vapor que sai do elemento de alta pressão, lançando-o em elementos de baixa pressão.

Apêndice

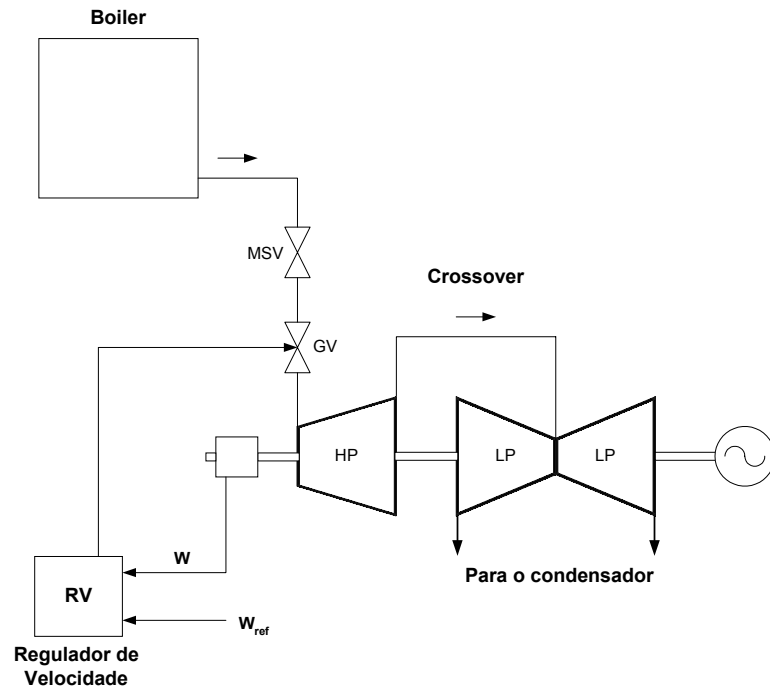


Figura C.2 - Configuração sem reaquecimento com estágio de baixa pressão.

c) Modelo tandem-compound com reaquecimento simples (1.1.1)

Modelo já ilustrado no Capítulo 4.

d) Modelo tandem-compound com reaquecimento simples e duplo estágio de baixa pressão (1.1.2)

Esta é uma configuração alternativa à anterior, com a turbina térmica apresentando dois estágios de baixa pressão independentes, acoplados ao eixo, conforme indica a figura c.3 a seguir.

Apêndice

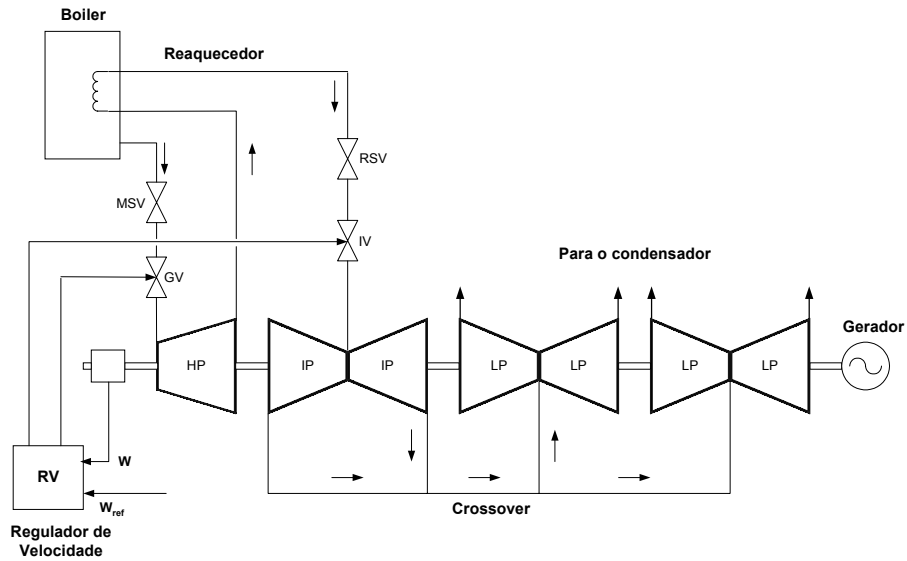


Figura C.3 – Configuração *tandem-compound* com reaquecimento simples e duplo estágio de baixa pressão.

e) Modelo tandem-compound com reaquecimento duplo (1.2.1)

A figura c.4 ilustra este tipo de configuração, onde é possível observar a presença de 4 estágios: de muito alta pressão (*VHP*), de alta pressão (*HP*), de pressão intermediária (*IP*) e de baixa pressão (*LP*). São considerados, também, dois elementos reaquecedores, dispostos na saída dos estágios *VHP* e *HP*, respectivamente.

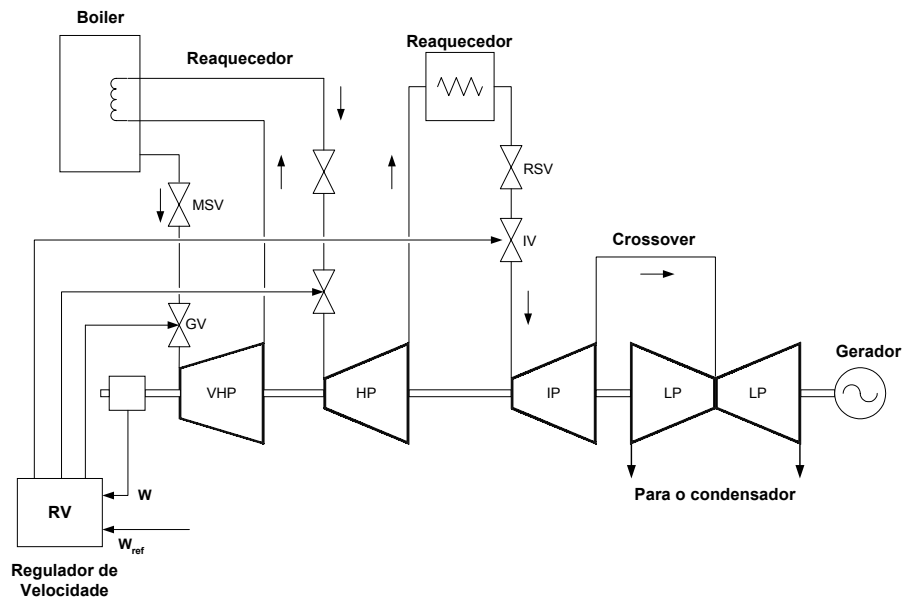


Figura C.4 – Configuração *tandem-compound* com reaquecimento duplo.

f) Modelo tandem-compound com reaquecimento duplo e duplo estágio de baixa pressão (1.2.2)

Este é um modelo alternativo ao anterior, onde a turbina apresenta dois estágios de baixa pressão, independentes, acoplados ao eixo comum.

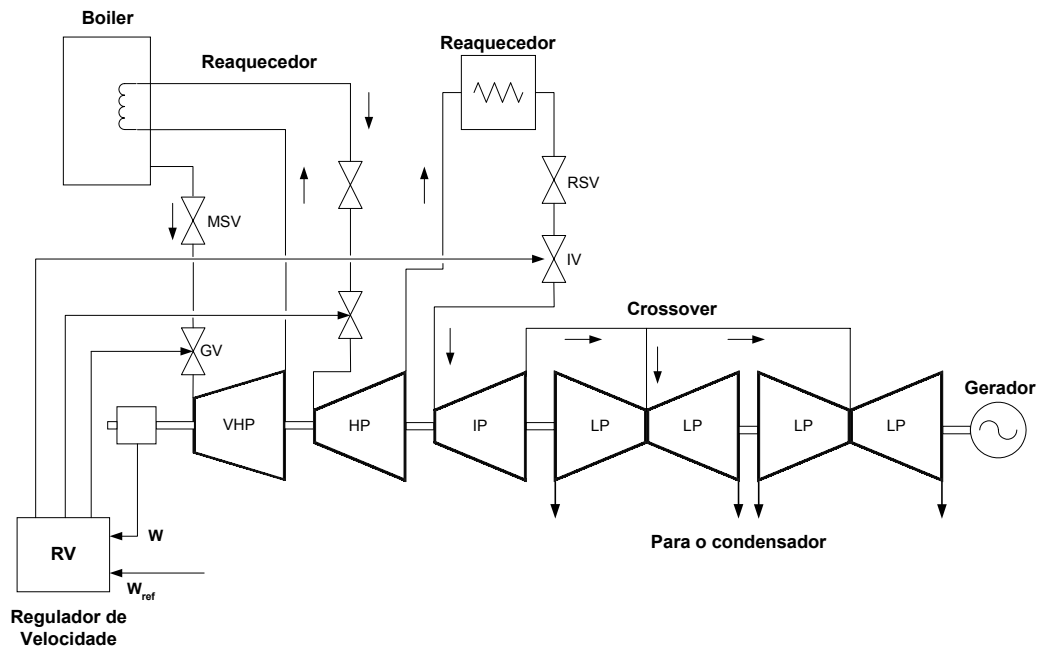


Figura C.5 – Configuração *tandem-compound* com reaquecimento duplo e duplo estágio de baixa pressão.

g) Modelo cross-compound com reaquecimento simples (2.1.1)

Um tipo de configuração que possui dois eixos independentes é apresentado na figura c.6, neste modelo os estágios de alta pressão (*HP*) e de pressão intermediária (*IP*) estão acoplados no mesmo eixo acionando o gerador 1, enquanto os estágios de baixa pressão acionam o gerador 2. Há um elemento reaquecedor disposto após o estágio de alta pressão.

Apêndice

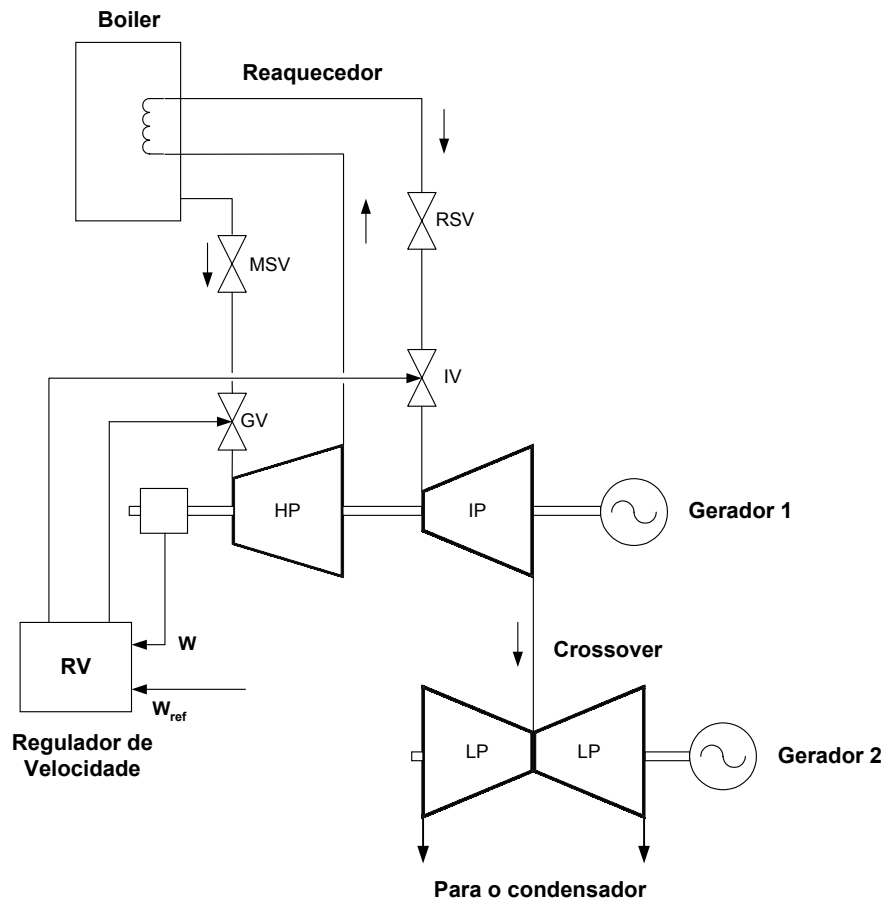


Figura C.6 – Configuração *cross-compound* com reaquecimento simples.

A figura c.7 mostra um diagrama esquemático, onde são apresentados, dentre outros, o elemento reaquecedor, a câmara de vapor e o *crossover piping*. Já a figura c.8 apresenta o diagrama de blocos, correspondente ao modelo matemático da referida turbina.

Apêndice

A variação de $X\%$ imposta na variação da carga provoca uma variação de $X\%/2$ em cada um dos dois geradores associados à P_{m1} e P_{m2} .

h) Modelo cross-compound com reaquecimento simples e duplo estágio de baixa pressão (2.1.2)

A presente configuração considera a aplicação de dois eixos independentes, acoplados a geradores também independentes. O primeiro eixo é acionado pelo estágio de alta pressão (HP) e um dos estágios de baixa pressão (LP). O segundo eixo é acionado pelo estágio de pressão intermediária (IP) e pelo outro estágio de baixa pressão (LP). A figura c.9 ilustra tal condição. É considerado também um elemento reaquecedor entre os estágios HP e IP .

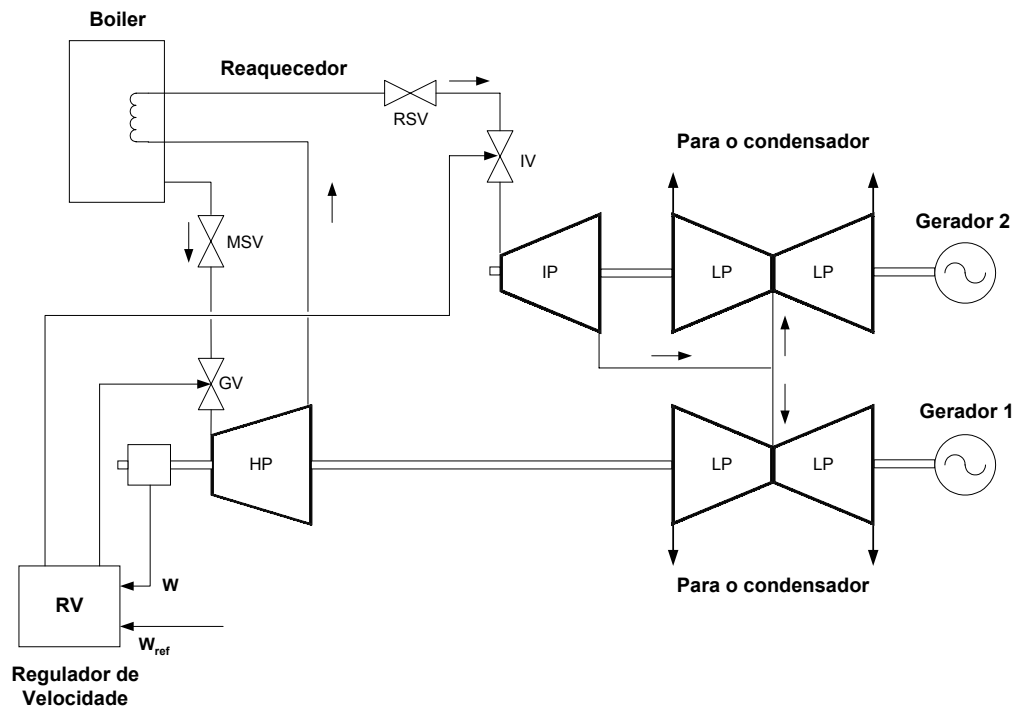


Figura C.9 – Configuração *cross-compound* com reaquecimento simples e duplo estágio de baixa pressão.

Na avaliação do desempenho dinâmico de tal componente é relevante considerar os diversos fatores de participação dos estágios de pressão, bem como as constantes de tempo da câmara de vapor (T_{CH}), do *crossover piping* (T_{CO}) e do elemento reaquecedor (T_{RH}).

A presença de reaquecimento no ciclo acarreta um tempo de estabilização muito maior do que num ciclo sem reaquecimento.

A variação de $X\%$ imposta na variação da carga provoca uma variação de $X\%/2$ em cada

Apêndice

um dos dois geradores associados à P_{m1} e P_{m2} .

i) Modelo cross-compound com reaquecimento duplo (2.2.2)

O presente modelo de turbina possui dois eixos independentes, sendo que cada um deles aciona um gerador, conforme apresentado na figura c.10. No primeiro eixo são dispostos 3 estágios: o de muito alta pressão (*VHP*), um de pressão intermediária (*IP*) e um de baixa pressão (*LP*). No segundo eixo são agregados 3 outros estágios: o de alta pressão (*HP*), um de pressão intermediária (*IP*) e um de baixa pressão (*LP*). Entre os estágios *VHP* e *HP*, bem como entre os estágios *HP* e *IP* (do segundo eixo) são dispostos elementos reaquecedores.

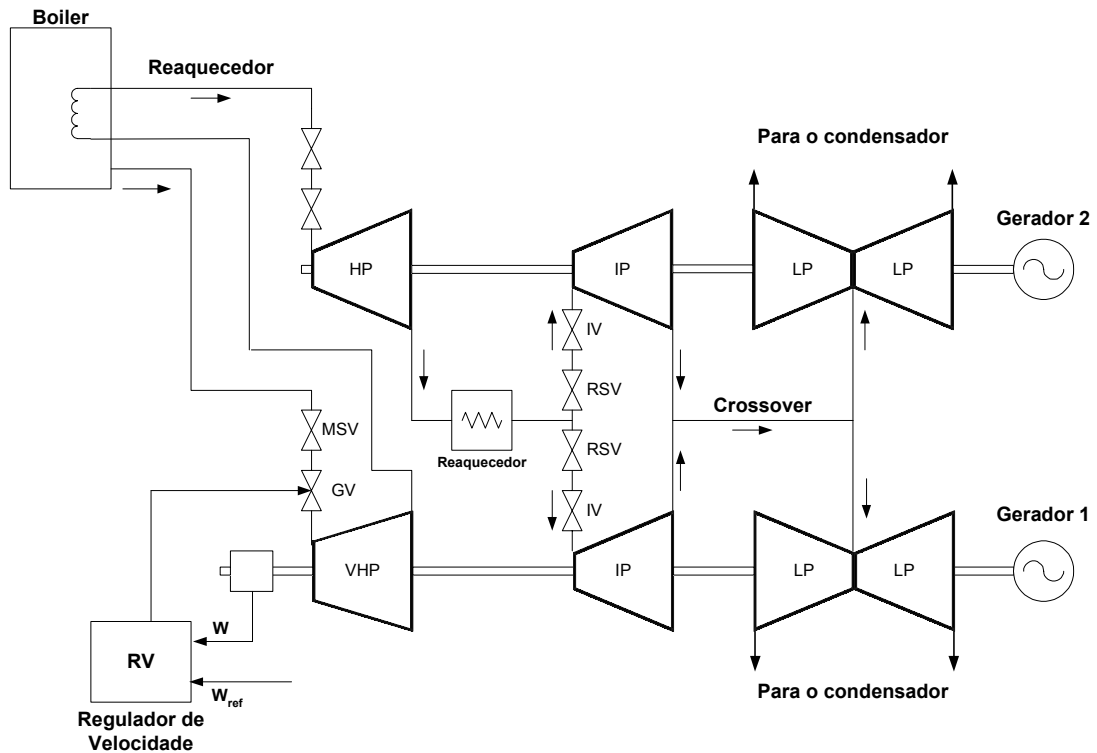


Figura C.10 – Configuração *cross-compound* com reaquecimento duplo.

j) Modelo tandem-compound de unidades term nucleares (1.3.3)

Modelo já ilustrado no Capítulo 4.

C.2 Modelo Matemático Geral

Modelos matemáticos gerais são interessantes para implementações computacionais. Desta forma a figura c.11, apresenta um modelo matemático geral para as turbinas térmicas a vapor, com representação através de diagrama de blocos. Pode-se observar que todos os modelos anteriormente apresentados se encaixam no modelo geral, bastando considerar nulos alguns fatores e constantes de tempo.

O sistema amplamente usado nos estudos de sistemas dinâmicos de potência é o sistema *p.u.*, que considera como base a potência nominal do gerador e portanto os fatores de participação K_1 a K_8 podem ser expressos em frações da potência mecânica em p.u. da base adotada.

O modelo matemático geral, apresentado na figura c.11, pode ser adaptado às diversas configurações anteriormente vistas.

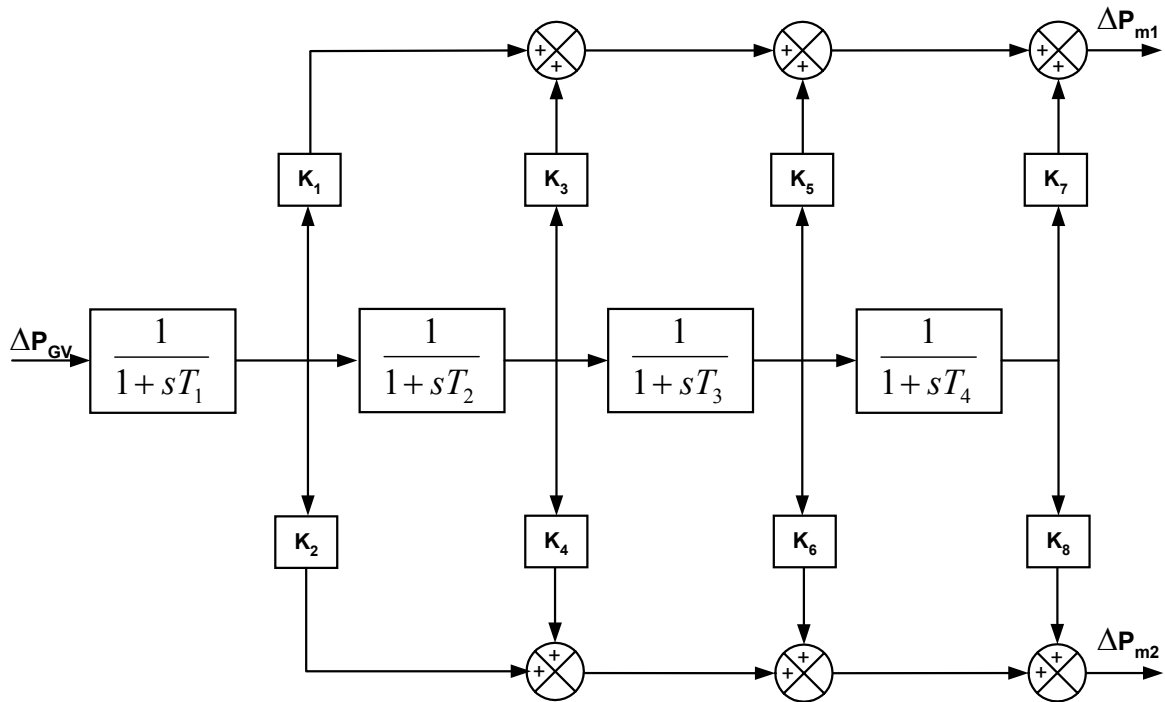


Figura C.11 – Diagrama de blocos correspondente ao modelo matemático geral das turbinas térmicas a vapor.

OBS: O modelo das term nucleares não pode ser acoplado neste modelo geral.

C.3 Diagrama de Blocos da Turbina 1.1.1 com Modelo de FV

A figura c.12 ilustra como pode ser feito o acoplamento do modelo aproximado da FV ao diagrama de blocos da turbina *tandem-compound* modelo 1.1.1.

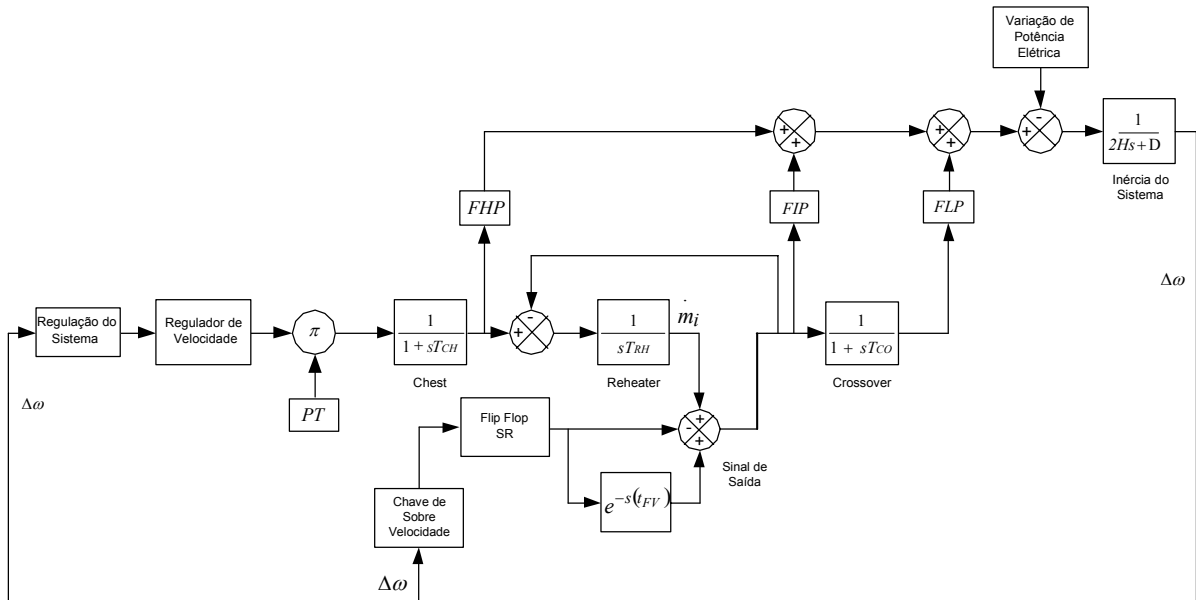


Figura C.12 – Acoplamento do diagrama de blocos da turbina *tandem-compound* modelo 1.1.1 com FV.

C.4 Valores típicos

A tabela c.1, apresenta valores típicos para os fatores de participação e constantes de tempo das diversas configurações que são mostradas a seguir [IEEE, 73].

Tabela C.1 – Valores típicos dos modelos de turbina térmica a vapor.

Configuração da Turbina Térmica	Fatores de Participação				Constantes de Tempo [s]			
	F _{VHP}	F _{HP}	F _{IP}	F _{LP}	T _{CH}	T _{RH1}	T _{RH2}	T _{CO}
Sem reaquecimento (0.0.0)	---	---	---	---	0,2 - 0,5	---	---	---
Sem reaquecimento e com estágios de baixa pressão (0.0.1)	---	0,4	---	0,6	0,2 - 0,5	---	---	0,3 - 0,5
Tandem-compound com reaquecimento simples (1.1.1)	---	0,3	0,4	0,3	0,1 - 0,4	4 - 11	---	0,3 - 0,5
<i>Tandem-compound</i> com reaquecimento simples e duplo estágio de baixa pressão (1.1.2)	---	0,3	0,3	0,4	0,1 - 0,4	4 - 11	---	0,3 - 0,5
Tandem-compound com reaquecimento duplo (1.2.1)	0,22	0,22	0,30	0,26	0,1 - 0,4	4 - 11	4 - 11	0,3 - 0,5
<i>Tandem-compound</i> com reaquecimento duplo e duplo estágio de baixa pressão (1.2.2)	0,22	0,22	0,30	0,26	0,1 - 0,4	4 - 11	4 - 11	0,3 - 0,5
Cross-compound com reaquecimento simples (2.1.1)	---	0,25	0,25	0,50	0,1 - 0,4	4 - 11	---	0,3 - 0,5
<i>Cross-compound</i> com reaquecimento simples e duplo estágio de baixa pressão (2.1.2)	---	0,3	0,3	0,4	0,1 - 0,4	4 - 11	---	0,3 - 0,5
Cross-compound com reaquecimento duplo (2.2.2)	0,22	0,22	0,28	0,28	0,1 - 0,4	4 - 11	4 - 11	0,3 - 0,5
Tandem-compound de unidades termonucleares (1.3.3)	---	0,3	---	0,7	0,1 - 0,4	2 - 7	---	0,2

A tabela c.2, permite relacionar os parâmetros e constantes de tempo de cada modelo específico com os do modelo geral [IEEE, 73].

Apêndice

Tabela C.2 – Interpretação dos parâmetros e constantes de tempo do modelo geral.

Conf.	Fatores de Participação								Constantes de Tempo			
	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄	K ₅	K ₆	K ₇	K ₈	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄
(0.0.0)	1	0	0	0	0	0	0	0	T _{CH}	---	---	---
(0.0.1)	F _{HP}	0	F _{LP}	0	0	0	0	0	T _{CH}	T _{CO}	---	---
(1.1.1)	F _{HP}	0	F _{IP}	0	F _{LP}	0	0	0	T _{CH}	T _{RH}	T _{CO}	---
(1.1.2)	F _{HP}	0	F _{IP}	0	F _{LP}	0	0	0	T _{CH}	T _{RH}	T _{CO}	---
(1.2.1)	F _{VHP}	0	F _{HP}	0	F _{IP}	0	F _{LP}	0	T _{CH}	T _{RH1}	T _{RH2}	T _{CO}
(1.2.2)	F _{VHP}	0	F _{HP}	0	F _{IP}	0	F _{LP}	0	T _{CH}	T _{RH1}	T _{RH2}	T _{CO}
(2.1.1)	F _{HP}	0	F _{IP}	0	0	F _{LP}	0	0	T _{CH}	T _{RH}	T _{CO}	---
(2.1.2)	F _{HP}	0	0	F _{IP}	F _{LP} /2	F _{LP} /2	0	0	T _{CH}	T _{RH}	T _{CO}	---
(2.2.2)	F _{VHP}	0	0	F _{HP}	F _{IP} /2	F _{IP} /2	F _{LP} /2	F _{LP} /2	T _{CH}	T _{RH1}	T _{RH2}	T _{CO}

C.4 Nomenclatura

Nos modelos apresentados anteriormente foram consideradas as seguintes constantes de tempo e variáveis [IEEE, 73].

Símbolo Definição

F _{VHP}	fração da potência total gerada pelo estágio de muito alta pressão da turbina
F _{HP}	fração da potência total gerada pelo estágio de alta pressão da turbina
F _{IP}	fração da potência total gerada pelo estágio de pressão intermediária da turbina
F _{LP}	fração da potência total gerada pelo estágio de baixa pressão da turbina
K ₁ a K ₈	parâmetros do modelo matemático geral que são associados aos fatores F _{VHP} , F _{HP} , F _{IP} e F _{LP}
\dot{m}_s	fluxo de massa na entrada da câmara de vapor
ΔP_{GV}	variação na abertura da válvula de admissão
P _{GV}	potência de entrada na válvula de admissão
P _{GV0}	potência inicial de entrada na válvula de admissão

Apêndice

ΔP_{mi}	variação na potencia mecânica da turbina “i”
P_m	potência mecânica no eixo
P_{m0}	potência mecânica inicial no eixo
P_{m1}	potência mecânica no eixo 1
P_{m10}	potência mecânica inicial no eixo 1
P_{m2}	potência mecânica no eixo 2
P_{m20}	potência mecânica inicial no eixo 2
P_T	pressão de vapor que sai da caldeira
P_V	posicionamento da válvula de admissão de vapor
T_{CH}	constante de tempo associada à câmara de vapor
T_{CO}	constante de tempo associada ao <i>crossover piping</i>
T_{RH}	constante de tempo associada ao reaquecedor
T_{RH1}	constante de tempo associada ao reaquecedor 1
T_{RH2}	constante de tempo associada ao reaquecedor 2
T_1 a T_4	constantes de tempo do modelo matemático geral que são associadas às constantes de tempo T_{CH} , T_{CO} e T_{RH}
ω	velocidade angular do eixo
ω_{REF}	velocidade angular de referência

Referências Bibliográficas

- Aguirre**, L. A., 2004, “Introdução à Identificação de Sistemas”, Editora UFMG.
- Buell**, R. C., Caughey, R. J., Hunter, E. M., Marquis, V. M., 1931, “Governor Performance During System Disturbances”, AIEE, November, 354 – 369.
- Cepel**, 2001, Centro de Pesquisas em Energia Elétrica, “ANATEM – Análise de Transitórios Eletromecânicos - Manual do Usuário”, Dezembro.
- Cushing**, E. W. Jr., Drechsler, G. E., Killgoar, W. P., Marshall, H. G., Stewart, H. R., 1972, “Fast Valving as an Aid to Power System Transient Stability and Prompt Resynchronization and Rapid Reload After Full Load Rejection”, IEEE Trans., Vol. 91, July/August, 1624 – 1636.
- Delfino**, B.; Denegri, G.B.; Pinceti, P.; Marconato, R.; Scarpellini, P., 1993, “Impact of Turbine Fast Valving on Generator and Transformer Protective Relays”, Athens Power Tech. Proceedings. Joint International Power Conference, Volume: 2, September, 727 – 731.
- DeRusso**, P. M., Close, C. M., Roy, R. J., 1965, “State Variables for Engineers”, John Wiley.
- Doudna**, J. H., 1988, “Application and Implementation of Fast Valving and Generator Tripping Schemes at Gerald Gentleman Station”, IEEE Trans., Vol. 3, N° 3, August, 1155-1166.
- Elgerd**, Olle I., 1967, “Control Systems Theory”, McGraw-Hill Book Company.
- Faires**, V. M., 1954, “Theory and Practice of Heat Engines”, 5th Edition. The Macmillan Company.
- Faires**, V. M., 1966, “Termodinâmica”, Editora Livro Técnico.
- Faires**, V. M., C. M. Sonntag, 1983, “Termodinâmica”, Editora Guanabara Dois.
- Hassan**, F. F., Balasubramanian, R. and Bhatti, T. S., 1999, “Fast Valving Scheme Using Parallel Valves for Transient Stability Improvement”, IEE, Gener. Transm. and Distrib., Vol. 146, 330-336.
- Houpis**, C. H., G. B. Lamont, 1985, “Digital Control Systems: Theory, Hardware, Software”, McGraw-Hill Book Company.
- IEEE** Committee Report, 1973, “Dynamic Models for Steam and Hydro Turbines in Power System Studies”, IEEE Trans., Vol. PAS-92 (Nov./Dec.), 1904-1915.
- IEEE** Task Force, 1978, “A Description of Discrete Supplementary Controls for Stability”, IEEE Trans., Vol. PAS-97 (January/February), 149-165.
- IEEE/ASME**, 1986, “Turbine Fast Valving to Aid System Stability: Benefits and Other Considerations”, IEEE Trans., Vol. PWRS-1, February, 143-153.
- IEEE** Working Group, 1991, “Dynamic Models for Fossil Fueled Steam Units in Power System Studies”, IEEE Transactions on Power Systems, Vol. 6, No. 2 (May), 753-761.

Kundur, P., Bayne, J. P., **1975**, “A Study of Early Valve Actuation Using Detailed Prime Mover and System Simulation”, IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems, vol. PAS – 94, N° 4, July/August.

Kundur, P., **1994**, “Power System Stability and Control”, EPRI, McGraw-Hill.

Liu, G. X., Lin, X. S., Yang, Q. X., Lai, L. L. and Hogg, B. W., **1997**, "Investigation of Turbine Valving Control with Lyapunov Theory," in Proc., 4th International Conference on Advances in Power System Control, Operation and Management, APSCOM-97, pp 505-508.

Lora, E. E. S., **2004**, “Geração Termelétrica – Planejamento, Projeto e Operação”, Vol. 2, Editora Interciência.

Machowski, J., J.W. Bialek and J.R. Bumby, **1997**, “Power System Dynamics and Stability”, John Wiley & Sons.

Machowski, J., J.W. Bialek and A.Smolarczyk, **1999**, “Power System Transient Stability Enhancement by Co-ordinated Fast Valving and Excitation Control of Synchronous Generators”, CIGRE Symposium "Working Plants and Systems Harder", London, 7-9 June, paper 200-06.

Martin, H. F., Tapper, D. N., Alston, T. M., **1977**, “Sustained Fast Valving Applied to Tennessee Valley Authority’s Watts Bar Nuclear Units”, ASME - Journal of Engineering for Power, Vol. 99, Series A, N° 3, July, 399-405.

Ogata, K., **1997**, “System Dynamics”, 3rd Edition, Prentice Hall.

Ogata, K., **2000**, “Engenharia de Controle Moderno”, 3° Edição. Universidade de Minnesota, LTC Editora.

Park, R. H., **1973**, “Fast Turbine Valving”, IEEE Trans., Vol. PAS-92, May/June, 1065–1073.

Passaro, M. C., **2002**, “Modelagem de Turbinas a Gás e sua Aplicação em Programa de Transitórios Eletromecânicos”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Itajubá, 205 páginas.

Patel, R., Bhatti, T.S., Kothari, D.P., **2003**, “Improvement of Power System Transient Stability by Coordinated Operation of Fast Valving and Braking Resistor”, IEE Proceedings, Generation, Transmission and Distribution, Volume: 150, Issue: 3, 13 May, Pages: 311 – 316.

Pontryagin, L. S., **1962**, “Ordinary Differential Equations”, Adison-Wesley Publishing Company, Inc., Reading, Mass.

Prioste, F. B., Mendes, P. P. C., Ferreira, C., **2003**, “Influência da Fast Valving de Unidades Térmicas na Estabilidade Transitória de Sistemas Elétricos de Potência”, XVII SNPTEE – Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica – GAT Grupo de Análise e Técnicas de Sistemas de Potência, Outubro - Uberlândia, Brasil.

Prioste, F. B., Mendes, P. P. C., Ferreira, C., **2003**, “The Influence of Fast Valving in Power System Stability”, V CLAGTEE - Latin American Congress on Electricity Generation and Transmission - Control and Safety Measures Systems – November, São Pedro, Brazil.

Prioste, F. B., Mendes, P. P. C., Ferreira, C., **2004**, “Power System Transient Stability Enhancement by Fast Valving” – IEEE/PES/T&D Latin America 2004, November, São Paulo, Brazil.

Quanxi, C.; Daren, Y, Songhai, Y., Zhuo, L., **1993**, “An Optimal Control Method for Fast Valving Using Maximum Principle”, TENCON '93. Proceedings. Computer, Communication, Control and Power Engineering.1993 IEEE Region 10 Conference on, Issue: 0, 19-21 Oct., Pages:155 - 157 vol.4.

Shapiro, H. N., M. J. Moran, **2000**, “Fundamentals of Engineering Thermodynamics”, 4th Edition, John Wiley & Sons, Inc.

Termuehlen, H., Gartner, G., **1981**, “Sustained Fast Turbine-Generator Load Response in Fossil-Fueled Power Plants”, IEEE Trans., Vol. PAS-100, N° 5, May, 2495-2503.

Wood, A. J., B. F. Wollemberg **1984**, “Power Generation, Operation and Control”, John Wiley & Sons, Inc.

Xie, Xue-shu; Lu, Y.,**1993**, “Optimization Control of Fast Turbine Valve”, Decision and Control, Proceedings of the 32nd IEEE Conference on , 15-17 Dec., Pages:3742 - 3743 vol.4.

Yong, M., Wei, J., Qirong, J., Yingduo, H., Jinming, Zhou, **1993**, “Coordinative Control of Excitation and Fast Valving Using Artificial Neural Networks”, TENCON '93. Proceedings. Computer, Communication, Control and Power Engineering, IEEE Region 10 Conference on, Issue: 0, 19-21 Oct., Pages:14 - 18 vol.5.

Younkins, T. D., Chow, J. H., Brower, A. S., Jensen, J. K., Wagner, J. B., **1987**, “Fast Valving With Reheat and Straight Condensing Steam Turbines”, IEEE Trans. Vol. PWRS, N° 2, May, 397-405.

Yu, Y. N., **1983**, “Electric Power System Dynamics”, Academic Press.