

UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
CURSO DE MESTRADO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

TRANSITÓRIOS HIDRÁULICOS EM USINAS HIDROELÉTRICAS PARA
ESTUDOS EM SISTEMAS DE POTÊNCIA

MÁRIO CÉZAR ALVES DA SILVA

CAMPINA GRANDE - PARAÍBA
DEZEMBRO - 1994

MÁRIO CÉZAR ALVES DA SILVA

Dissertação Apresentada à coordenação dos Cursos de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal da Paraíba, em Cumprimento Parcial às Exigências para Obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Elétrica.

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO PROCESSAMENTO DA ENERGIA

PROFESSOR ORIENTADOR - WELLINGTON SANTOS MOTA

CAMPINA GRANDE - PARAÍBA

DEZEMBRO - 1994



S586t Silva, Mário César Alves da.
Transitórios hidráulicos em usinas hidroelétricas para estudos em sistemas de potência / Mário César Alves da Silva. - Campina Grande, 1994.
74 f.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, 1994.

"Orientação : Prof. Dr. Wellington Santos Mota".
Referências.

1. Usina Hidroelétrica. 2. Energia. 3. Funções da Transferência. 4. Dissertação - Engenharia Elétrica. I. Mota, Wellington Santos. II. Universidade Federal da Paraíba - Campina Grande (PB). III. Título

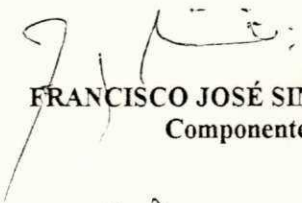
CDU 621.311.21(043)


TRANSITÓRIOS HIDRÁULICOS EM USINAS HIDROELÉTRICAS PARA
ESTUDOS EM SISTEMAS DE POTÊNCIA

MÁRIO CEZAR ALVES DA SILVA

Dissertação Aprovada em 19.12.1994


WELLINGTON SANTOS MOTA, Ph.D., UFPB
Orientador


FRANCISCO JOSÉ SIMÕES, Ph.D., UFPB
Componente da Banca


JOSÉ CALAZANS DE CASTRO, Dr., UFPB
Componente da Banca

CAMPINA GRANDE - PB
DEZEMBRO - 1994

DEDICATÓRIA

Aos meus pais:

José Raimundo e Lindinalva

A todos meus irmãos

AGRADECIMENTOS

- A Deus, por me conceder a vida, para que mais uma etapa seja vencida.
- O Orientador, **Prof. Wellington Santos Mota**, pelo acompanhamento durante a execução do trabalho de simulação e pela oportunidade para realização deste trabalho.
- Ao Engenheiro Mecânico **Mair Melo**, chefe da Divisão de Manutenção e Reparos Mecânicos das Usinas de Paulo Afonso-CHESF, pelo fornecimento dos dados experimentais e trabalhos publicados.
- À **CHESF-Companhia Hidroelétrica do São Francisco**, pela concessão dos dados de projeto e experimentais da Usina Hidroelétrica de Paulo Afonso-IV.
- Aos **Colegas** do Curso de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica, pela oportunidade de convivência, cooperação e experiência adquirida.
- Aos funcionários **Aleixo, Lúcio e Manoel**

RESUMO

Este trabalho apresenta vários métodos matemáticos para o cálculo de transitórios hidráulicos em Usinas Hidroelétricas, baseados nas Equações Características e nas Funções de Transferência. As Equações Características e as Funções de Transferência se aplicam ao estudo de estabilidade em sistemas de potência. Uma aplicação da metodologia apresentada é feita na Usina Hidroelétrica de Paulo Afonso-IV, cujos dados foram fornecidos pela Companhia Hidroelétrica do São Francisco-CHESF. Aplicam-se os métodos matemáticos para calcular as curvas de oscilações da pressão, vazão e potência mecânica a partir de rejeições de carga no subsistema oeste da CHESF. Foram realizadas duas análises comparativas com os resultados obtidos utilizando os métodos matemáticos: uma com os valores obtidos através do ensaio de comissionamento de uma das máquinas da Usina Hidroelétrica de Paulo Afonso-IV e a outra com os resultados obtidos utilizando o programa digital de estabilidade.

ABSTRACT

This work presents a two mathematical methods to calculate hydraulic transients in Hydroelectric Power Stations. The methodology is based on Characteristics Equations and Transfer Functions. Two of these equations can be applied to study of stability in Power Stations. One application of the methodology presented here made at the Paulo Afonso IV Hydroelectric Power Stations, whose data were given by the Companhia Hidroelétrica do São Francisco- CHESF. The mathematical methods were used to calculate and plot pressure oscillations, the flow and mechanic power, for load rejections of the CHESF West subsystem. Two comparative analysis were conducted using the mathematical methods: one, with results obtained from the commissioning test of one of the Paulo Afonso IV Hydroelectric Power Stations turbines and the other, with results obtained through the use of the digital stability program.

OBJETIVOS

Esta pesquisa apresenta vários métodos de cálculo do Golpe de Ariete ,cujos objetivos foram:

- Verificar a eficiência dos métodos de cálculo, quando aplicados aos fechamentos total e parcial das palhetas do distribuidor, a partir de uma rejeição de carga no subsistema oeste da CHESF.

- Comparar as curvas de oscilações de pressão, vazão e potência mecânica a partir de um distúrbio no subsistema oeste da CHESF, obtidas pelos métodos das Características, Algébrico e da Impedância, utilizando-se o programa digital de estabilidade.

- Simular as curvas de oscilações das pressões obtidas utilizando-se os métodos das Características, Algébrico e Allievi, a partir de rejeições totais da carga, e comparando-as com as curvas experimentais obtidas no ensaio de comissionamento da Usina Hidroelétrica de Paulo Afonso-IV

SUMÁRIO

Dedicatória.....	i
Agradecimentos.....	ii
Resumo.....	iii
Abstract.....	iv
Objetivos.....	v
Sumário.....	01
Índice de Figuras.....	04
Índice de Tabelas.....	05
Índice de Gráficos.....	06
Simbologia.....	09
Abreviatura.....	11
1. - Introdução.....	12
1.1 - Descrição do Problema.....	12
1.2 - Revisão Bibliográfica.....	13
1.3 - Contribuições da Pesquisa.....	15
1.4 - Conteúdo dos Capítulos Subseqüentes.....	16
2. - O Fenômeno do Golpe de Ariete.....	17
2.1 - Descrição do Golpe de Ariete.....	17
2.2 - Fases do Golpe de Ariete.....	19
2.3 - Curva de Variação da Pressão.....	24

2.4 - Celeridade da Onda.....	26
2.5 - Tipos de Manobra.....	28
2.6 - Análise Matemática do Golpe de Ariete	29
2.6.1 - Dilatação Elástica da Tubulação	30
2.6.2 - Contração da Água, devido à Compressão	32
2.6.3 - Efeitos Combinados - Dilatação / Contração.....	33
3. - Métodos de Cálculo do Golpe de Ariete	36
3.1 - Métodos das Características.....	37
3.1.1 - Equações Diferenciais do Golpe de Ariete.....	37
3.1.2 - Solução pelo Método das Características	39
3.1.3 - Solução por Computador Digital.....	41
3.1.4 - Condições de Contorno.....	42
3.1.5 - Modelagem da Turbina	43
3.2 - Método Algébrico.....	45
3.2.1 - Solução pelo Método Algébrico.....	45
3.2.2 - Modelagem da Turbina	47
4. - Metodologia.....	48
4.1 - Solução do Golpe de Ariete.....	48

5. - Resultados e Discussões	53
5.1 - Métodos das Características	53
5.1.1 - Rejeição Total da Carga	53
5.1.2 - Rejeição Parcial da Carga	57
5.2 - Método Algébrico	61
5.2.1 - Rejeição Total da Carga	62
5.2.2 - Rejeição Parcial da Carga	65
6. - Conclusão	68
7. - Bibliografia	70
8. - Anexos	73

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura(1)- Usina Hidroelétrica ,vendo-se tomada d' água, tubulação forçada e casa de força	18
Figura(2.a)- Efeito do Golpe de Ariete - 1 quarto de período.	20
Figura(2.b)- Efeito do Golpe de Ariete - 2 quarto de período.	21
Figura(2.c)- Efeito do Golpe de Ariete - 3 quarto de período.....	22
Figura(2.d)- Efeito do Golpe de Ariete - 4 quarto de período.	23
Figura(3.a)- Curva de variação da pressão junto ao distribuidor ou à válvula.	25
Figura(3.b)- Curva de variação de pressão em um ponto qualquer M da tubulação, a uma distância x do distribuidor ou válvula.....	27
Figura(4)- Trecho de uma Tubulação.	29
Figura(5)- Distribuição da pressão nas paredes da tubulação	31
Figura(6)- Plano (x,t), das características sobre as quais se encontra a solução.	41
Figura(7)- Malha retangular para a solução das equações características.....	42
Figura(8)- Fechamento de uma válvula considerando o atrito.	47
Figura(9)- Programa computacional de transitórios hidráulicos	50
Figura(10)- Programa computacional de transitórios hidráulicos.....	51

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela(1) - Valores de Celeridade	27
Tabela(2) - Resultados dos valores de sobrepressão máxima calculados pelo método das Características e comparados com os valores experimentais obtidos no ensaio de comissionamento da UHPA IV.....	53
Tabela(3) - Resultados dos valores de sobrepressão máxima calculados pelo método Algébrico e comparados com os valores experimentais obtidos no ensaio de comissionamento da UHPA IV.	63

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico(1) - Curvas de oscilações das pressões, obtidas junto da caixa espiral utilizando-se o método das Características e os resultados experimentais, para um fechamento total e progressivo das palhetas do distribuidor a partir de uma abertura inicial de 315 mm. O tempo de fechamento foi de 5.6 seg.	55
Gráfico(2) - Curvas de oscilações das pressões, obtidas junto da caixa espiral utilizando-se o método das Características e os resultados experimentais, para um fechamento total e progressivo das palhetas do distribuidor a partir de uma abertura inicial de 490 mm. O tempo de fechamento foi de 8.8 seg.	56
Gráfico(3) - Curvas de oscilações das pressões, obtidas junto da caixa espiral utilizando-se o método das Características e os resultados experimentais, para um fechamento total e progressivo das palhetas do distribuidor a partir de uma abertura inicial de 490 mm. O tempo de fechamento foi de 8.8 seg.	56
Gráfico(4) - Curvas de oscilações da posição das palhetas do distribuidor obtidas pelos métodos das Características e da Impedância, utilizando-se o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.	58
Gráfico(5) - Curvas de oscilações das pressões, calculadas junto da caixa espiral pelos métodos das Características e da Impedância utilizando-se o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.	59
Gráfico(6) - Curvas de oscilações das vazões, calculadas junto da caixa espiral pelos métodos das Características e da Impedância utilizando-se o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.	59

Gráfico(7) - Curvas de oscilações das potências mecânicas, calculadas junto da caixa espiral pelos métodos das Características e da Impedância utilizando-se o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.....	60
Gráfico(8) - Curvas de oscilações das potências mecânicas, calculadas junto da caixa espiral pelos métodos das Características, Algébrico e da Impedância utilizando-se o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 90 MW ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.....	61
Gráfico(9) - Curvas de oscilações das pressões, obtidas junto da caixa espiral utilizando-se o método Algébrico e os resultados experimentais, para um fechamento total e progressivo das palhetas do distribuidor a partir de uma abertura inicial de 315 mm. O tempo de fechamento foi de 5.6 seg.....	63
Gráfico(10) - Curvas de oscilações das pressões, calculada junto da caixa espiral utilizando-se o método Algébrico para um fechamento total e progressivo das palhetas do distribuidor a partir de uma abertura inicial de 490 mm. O tempo de fechamento foi de 8.8 seg.....	64
Gráfico(11) - Curva de oscilação da pressão, calculada junto da caixa espiral utilizando-se o método Algébrico, para um fechamento total e progressivo das palhetas do distribuidor a partir de uma abertura inicial de 490 mm. O tempo de fechamento foi de 8.8 seg.	64
Gráfico(12) - Curvas de oscilações da posição das palhetas do distribuidor obtidas pelos métodos das Características e da Impedância, utilizando-se o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.....	66

Gráfico(13) - Curvas de oscilações das pressões, calculadas junto da caixa espiral utilizando-se os métodos Algébrico e da Impedância em conjunto com o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.....	66
Gráfico(14) - Curvas de oscilações das vazões, calculadas junto da caixa espiral utilizando-se os métodos Algébrico e da Impedância em conjunto com o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.	67
Gráfico(15) - Curvas de oscilações das potência mecânica, calculadas junto da caixa espiral utilizando-se os métodos Algébrico e da Impedância em conjunto com o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.	67

SIMBOLOGIA

a - Celeridade da onda de propagação (m/s)

A - Área da seção transversal (m²)

Cd - Coeficiente de vazão

D - Diâmetro da tubulação (m)

E - Módulo de elasticidade $\left| \frac{N}{m^2} \right|$

e - Espessura da tubulação (mm)

ε - Módulo de elasticidade volumétrica $\left| \frac{N}{m^3} \right|$

f - Coeficiente de atrito

G(t) - Grau de abertura em função do tempo

g - Aceleração da gravidade $\left| \frac{m}{s^2} \right|$

h - Sobrepressão (mca)

j - Aceleração da massa líquida $\left| \frac{m}{s^2} \right|$

k - Módulo de compressibilidade da água

K - Característica do conduto

L - Comprimento da tubulação (m)

Le- Comprimento equivalente (m)

M - Massa da água

η - rendimento da turbina

P - Pressão (mca)

Q - Vazão $\left| \frac{m^3}{s} \right|$

R - Raio da tubulação (m)

ρ - densidade da água $\left| \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right|$

T - Período da tubulação (seg)

t - Tempo (seg)

tf- Tempo de Fechamento (seg)

tc- Tempo crítico (seg)

v - Velocidade da massa líquida (m/s)

V - Volume da massa líquida (m^3)

x - comprimento ou distância (m)

μ - constante

ABREVIATURAS

CHESF - Companhia Hidroelétrica do São Francisco

UHPA IV - Usina Hidroelétrica de Paulo Afonso-IV

IEEE - Instituto de Engenheiros Elétricos e Eletrônicos

1 - INTRODUÇÃO

1.1 - DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

As turbinas hidráulicas acionam geradores de energia elétrica que alimentam redes de abastecimento e distribuição.

O consumo de energia varia incessantemente e de uma forma aleatória. A variação de carga é tanto menor quanto maior for o número de consumidores, mais diversificados forem esses consumidores e maior a potência instalada, pois nesses casos ocorre uma certa compensação na demanda .

A primeira exigência formulada ao grupo turbina-gerador é que, funcionando em regime permanente, não tenha sua velocidade sensivelmente alterada quando ocorrem alterações no consumo de energia na rede elétrica. Além disso, é preciso atender a situações extremas de rejeição total de carga causada por ocorrências que desliguem as chaves primárias e cortem totalmente o suprimento de energia à rede elétrica.

Os reguladores de velocidades são dispositivos que controlam a velocidade de rotação das máquinas independentemente da carga demandada, e que, no caso de repentina interrupção de parte considerável do consumo ou de rejeição total da carga, atuam prontamente, impedindo que a velocidade da turbina dispare.

O problema de estabilidade do sistema pode assumir aspectos bastantes complexos, quando os geradores estão ligados em paralelo, ou quando diversas usinas hidroelétricas se acham interligadas. Então, para que a estabilidade do sistema seja mantida após a ocorrência de algum distúrbio, é necessário que o torque motor se iguale ao torque resistente, que é conseguido pela ação dos reguladores de velocidade na qual acionam os servomotores da turbina, que movimentam as palhetas do distribuidor ordenadamente. Este movimento das palhetas provoca uma variação no escoamento e conseqüentemente uma oscilação de pressão e vazão ao longo da tubulação.

1.2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O estudo das oscilações de pressão e velocidade da água na tubulação de adução das usinas hidroelétricas, foi realizado a partir do fechamento das palhetas do distribuidor, para cada nível de potência da máquina, num dado tempo.

Silvestre(1969) fez um estudo qualitativo sobre o Golpe de Ariete, utilizando os gráficos de Alliévi para estimar os valores de sobrepressão e subpressão, aplicados à usinas hidroelétricas.

Streeter(1971) utilizou o método das características para estudar as oscilações de pressão e velocidade, numa tubulação com uma válvula a jusante e um reservatório com nível constante a montante desta tubulação; assim como vários outras condições de extremidade, por exemplo: bomba, acumulador, reservatório etc.

Santos(1974) estudou as oscilações de pressão num conduto de recalque, utilizando o método das características e o método gráfico de Schnyder-Bergeron, e os comparou com os valores experimentais e observou que os valores de sobrepressão obtidos pelo método das características ficaram próximos dos valores experimentais, enquanto que os valores de subpressão não corresponderam com os valores experimentais, devido às equações não levarem em consideração os efeitos da cavitação.

Assy(1975) utilizou o método das características e introduziu duas funções auxiliares p e W que simplificam os cálculos e reduzem o número de operações matemáticas. Aplicou esse método no projeto da Elevatória de Santa Inês do sistema Juqueri, obtendo bons resultados.

Mota (1981) desenvolveu um modelo equivalente dinâmico de um sistema de potência e Sampaio(1989) estendeu este modelo incluindo a ação dos reguladores de velocidade e turbinas existentes no sistema. Um programa computacional de estabilidade dinâmica foi desenvolvido durante a pesquisa para estudar o comportamento das variáveis e verificar a eficácia do modelo. A versatilidade do programa computacional aplicado ao estudo da ação dos reguladores de velocidade e turbinas, torna atraente o desenvolvimento de uma pesquisa no sentido de estendê-lo também ao estudo das oscilações de pressão e velocidade da água na tubulação de adução de usinas hidroelétricas, devido à ação destes reguladores, quando o sistema está sujeito a algum distúrbio.

J. R. Smith e J. F. Robbie (1983) apresentaram um trabalho cujo tema foi a avaliação dos modelos de turbina para estudos de sistema de potência. As simulações avaliaram os aspectos mecânicos e hidráulicos das turbinas. As equações básicas do transitório hidráulicos foram resolvidas pelo método das características.

F. P. de Mello e R. J. Koessler (1992) apresentaram vários modelos matemáticos da dinâmica do conduto forçado. Os modelos apresentados foram : modelo não-linear, modelo linear, modelo não-linear com chaminé de equilíbrio, modelo de propagação da onda. As simulações consistiram em avaliar os modelos linear e não-linear por meios de gráficos, para várias situações na carga.

Valença(1993) utilizou o método das características para estudar o fenômeno transitório, através do programa computacional ANELLE, utilizado para o cálculo de transitórios hidráulicos nos circuitos de adução e sucção das usinas hidroelétricas de Sobradinho-BA. e Boa Esperança-PI.

1.3 - CONTRIBUIÇÕES DA PESQUISA

O presente trabalho, utilizou dois modelos não-lineares baseados nos métodos das Características e Algébrico para simular dinamicamente uma turbina hidráulica, para estudos em sistemas de potência. Esses métodos, são utilizados comumente no cálculo de transitórios hidráulicos em tubulações de usinas Hidroelétricas, estações de Bombeamento, etc. Então os programas computacionais de transitórios hidráulicos baseados nos métodos das Características e Algébrico, foram modificados para que pudessem ser utilizados na modelagem dinâmica de turbinas hidráulicas. As subrotinas desenvolvidas foram incluídas no programa digital de estabilidade transitória e seus resultados foram analisados.

1.4 - CONTEÚDO DOS CAPÍTULOS SUBSEQÜENTES

O capítulo 2 apresenta as características principais do Golpe de Ariete, assim como os dispositivos utilizados para atenuar esse fenômeno, que ao todo é indesejável.

Os principais métodos empregados no cálculo do Golpe de Ariete são: método das Características e método Algébrico. Estão apresentados no capítulo 3.

Como aplicação dos métodos empregados no cálculo do Golpe de Ariete, apresenta-se no capítulo 4 uma série de tabelas e gráficos para os dois métodos, e uma comparação entre os valores obtidos analítica e experimentalmente, para verificar a eficácia dos dois métodos de cálculo apresentados. Os vários gráficos apresentados neste capítulo, referem-se : ao grau de abertura das palhetas do distribuidor; às oscilações de pressão e vazão da água na tubulação de adução; à potência mecânica da máquina, para cada rejeição de carga do subsistema oeste da CHESF. Foram utilizados os programas computacionais de estabilidade transitória fornecido pelo DEE-CCT-UFPB e de transitórios hidráulicos para gerar os gráficos acima mencionados.

A conclusão deste trabalho está apresentada no capítulo 5.

2. - O FENÔMENO DO GOLPE DE ARIETE

2.1 - DESCRIÇÃO DO GOLPE DE ARIETE

O Golpe de Ariete pode ocorrer num conduto forçado quando há um retardamento ou uma aceleração do escoamento, tal como acontece quando uma válvula na linha tem sua abertura alterada. De acordo com a alteração da válvula, se gradual, os cálculos podem ser feitos pelo método de oscilação de massa, admitidos o líquido incompressível e o conduto rígido. Quando o fechamento é rápido, a vazão através da válvula é reduzida bruscamente. Com isso a carga no lado de montante da válvula aumenta e provoca uma flutuação de alta pressão que se propaga ao longo da tubulação com a velocidade de uma onda sonora. Essa flutuação de pressão atua de modo a reduzir a velocidade do escoamento. A jusante da válvula, a pressão reduz-se e uma onda de pressão reduzida propaga-se para a jusante com na velocidade do som, o que também diminui a escoamento, veja a figura (1) [Becerril, 1960; Streeter, 1971].

Ao ocorrer, por exemplo, o fechamento de uma válvula ou distribuidor de uma turbina na extremidade de uma tubulação onde a água escoar em regime permanente, como a energia cinética do escoamento não pode anular-se instantaneamente, esta energia, ou parte dela, transforma-se em energia de pressão, aumentando a pressão a montante da válvula, em relação ao que reinava antes de ter havido a perturbação. [Becerril, 1960; Silvestre, 1969; Streeter, 1971].

Trata-se de um escoamento cujas características variam de seção para seção do conduto forçado e, em cada uma delas modificam-se com o tempo. [Macintyre, 1983; Streeter, 1971]

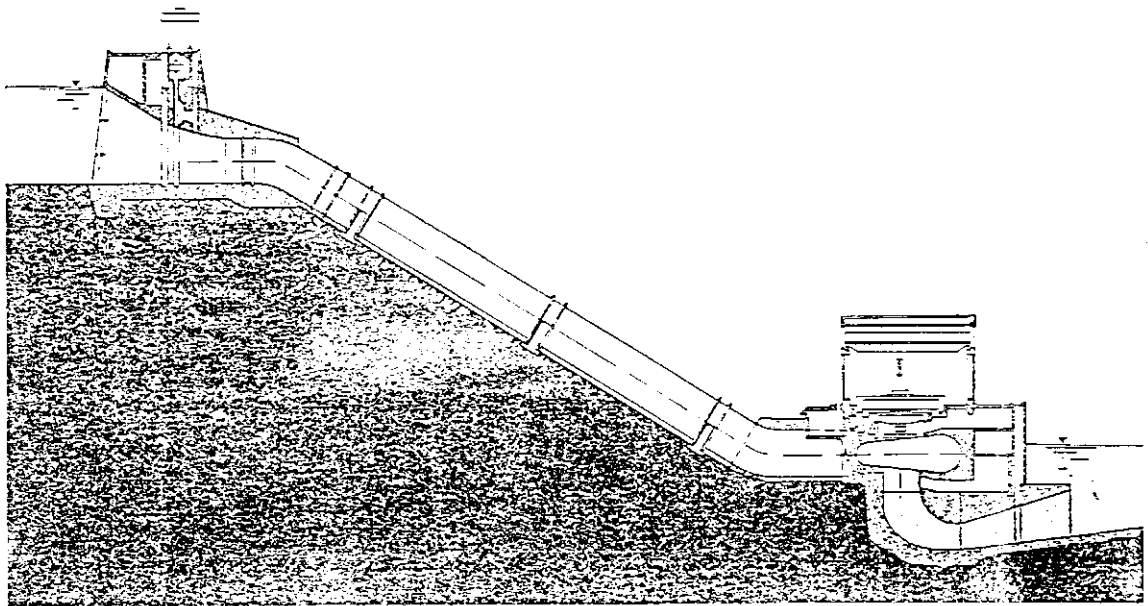


Figura (1) - Usina Hidroelétrica, vendo-se a tomada d'água, tubulação forçada e casa de força.

As definições abaixo são úteis na compreensão do trabalho.

- **Golpe de Arlete** é uma expressão usada como sinônimo de escoamento ou regime transitório significando que neste escoamento as condições variam com o tempo e a distância [Macintyre, 1983].

- **Transitório Hidráulico** é uma situação de escoamento ou regime variável durante o qual o escoamento passa de uma condição de regime permanente inicial para uma nova condição permanente final [Macintyre, 1983].

- **Escoamento Oscilatório Permanente** ou **Escoamento Periódico**, ou ainda, **Pulsativo**, é aquele que ocorre quando as condições de escoamento se repetem identicamente após cada intervalo, denominado período de oscilação [Macintyre, 1983].

2.2 - FASES DO GOLPE DE ARIETE

Admitindo-se que a coluna d'água contida na tubulação dividida em porções infinitamente delgadas limitadas, portanto, por superfícies transversais planas infinitamente próximas umas das outras. Enquanto o escoamento se realizar com descarga constante, é óbvio que as porções se sucederão com a mesma velocidade [Macintyre, 1983].

Analisa-se o que acontece com a propagação da onda nas quatro fases do Golpe de Ariete [Macintyre, 1983]

1º quarto de período: Propagação da onda de jusante para montante

Considerando-se o instante preciso do fechamento da válvula. A primeira porção líquida que iria ingressar na turbina é detida "instantaneamente", e a energia cinética que possui, pelo *Princípio da Conservação da Energia*, se transforma em *energia potencial de pressão*, a qual realiza uma compressão brusca da porção de água contra a válvula que fechara rapidamente. Além disso, essa energia se aplica em dilatar o trecho da tubulação que contém aquela porção do líquido. Simultaneamente ocorre um aumento de volume na extremidade inferior da tubulação: a água que vai chegando, vai ocupando o espaço formado, permitindo às porções líquidas que se seguem de continuar sua progressão com a velocidade v_0 . [Macintyre, 1983].

Logo que a primeira porção fica imobilizada (com a compressão e a dilatação realizadas), a segunda porção líquida é necessariamente lançada contra a primeira: ela perde sua energia cinética e sofre em consequência uma compressão, ao mesmo tempo que o trecho correspondente da tubulação se dilata. Enquanto isso, a dilatação da tubulação atinge a extremidade de montante, propagando-se como se fora uma onda. Atrás da face frontal da onda, a água acha-se totalmente imobilizada e em estado de sobrepressão, no interior da tubulação dilatada; em frente, a água continua a escoar com a velocidade V_0 . O reservatório a montante fornece a descarga Q_0 à tubulação, e essa descarga se acumula na parte dilatada da tubulação [Macintyre, 1983].

Ao fim do tempo $t = \frac{L}{a}$, a frente da onda atinge o reservatório. Toda a tubulação acha-se dilatada e cheia de água, a qual se encontra imobilizada, sobrepressionada [Macintyre, 1983].

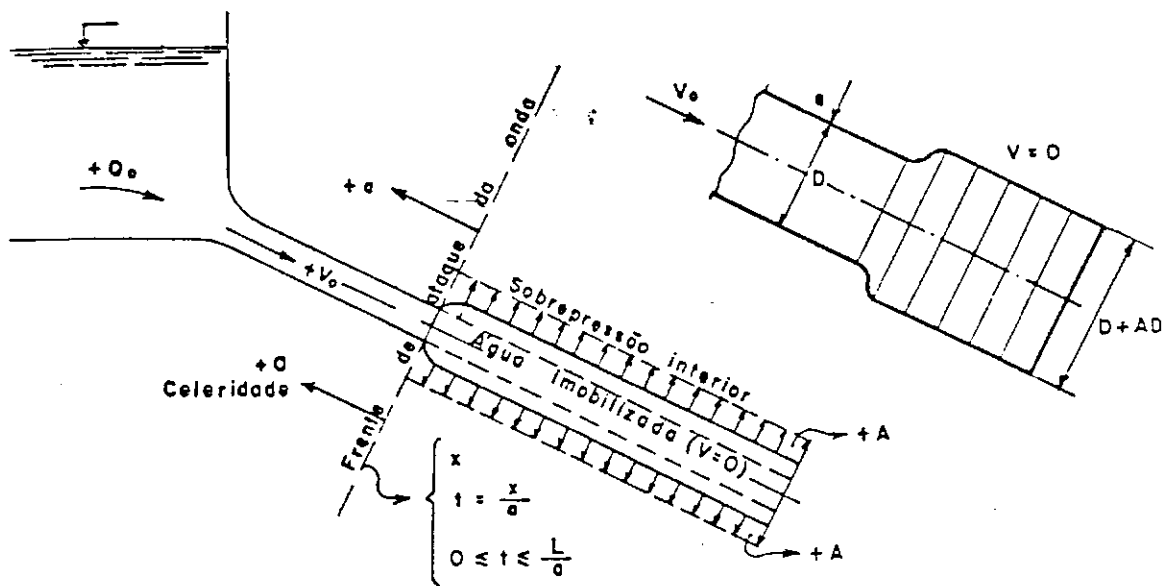


Figura 2.a - Efeito do Golpe de Ariete - 1.º quarto de período.

3.º quarto de período: Nova propagação da onda de retorno

Em virtude da inércia, após o tempo $t = \frac{2L}{a}$, o movimento da massa d'água tendia manter-se. Todavia, a tubulação não está agora sendo alimentada como anteriormente, pela água acumulada na tubulação enfartada. Forma-se, então, uma depressão que se inicia na extremidade de jusante e se propaga no sentido do reservatório, com a velocidade $+a$ [Macintyre, 1983; Becerril, 1960; Silvestre, 1969].

A água necessária ao escoamento, $-Q_0$, é fornecida a partir dos trechos inferiores para os superiores, graças a um processo de descompressão, isto é, de rarefação no interior da tubulação, o qual provoca a contração da tubulação, que impele a água para cima. Os trechos de água na tubulação vão-se immobilizando, de baixo para cima, até que após o tempo $t = \frac{3L}{a}$ a onda com velocidade $+a$ atinge o reservatório, e então, a tubulação toda estará contraída, com a água totalmente parada e sob depressão [Macintyre, 1983; Becerril, 1960; Silvestre, 1969].

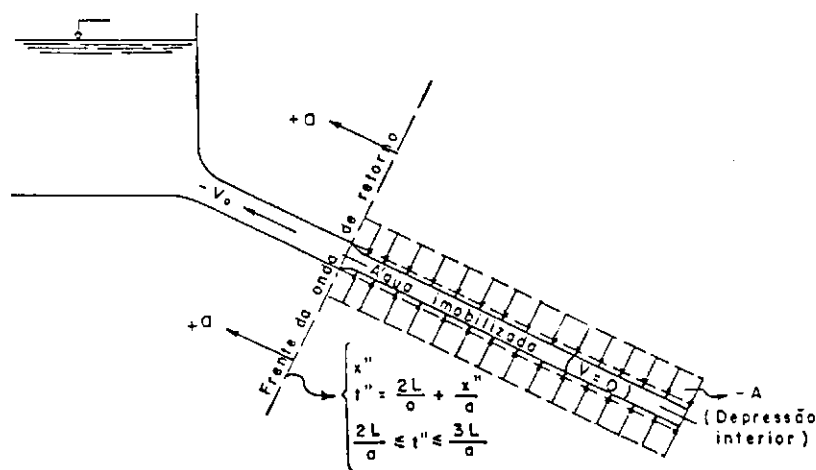


Figura 2.c - Efeito do Golpe de Ariete - 3.º quarto de período.

4.º quarto de período: Segundo retorno da onda

A tubulação, que ao terminar a fase anterior se achava contraída ao longo de toda sua extensão, retoma progressivamente de montante para jusante, em virtude da elasticidade que possui, as dimensões que possuía no início do fenômeno do Golpe de Ariete. [Macintyre, 1983; Becerril, 1960; Silvestre, 1969].

Novamente começa a penetrar na tubulação uma descarga Q_0 para ocupar o espaço criado com a volta da tubulação às dimensões primitivas. No fim de um tempo $2l/a$, a tubulação achar-se-á ao longo de toda sua extensão exatamente como no início do fenômeno, na qual todos os trechos elementares estão animados da mesma velocidade V_0 [Macintyre, 1983; Silvestre, 1969; Becerril, 1960].

Como o distribuidor continua fechado, os fenômenos acima citados, e ocorridos logo após o fechamento, se repetirão no decurso de um novo período igual a $2l/a$ [Macintyre, 1983; Silvestre, 1969; Becerril, 1960].

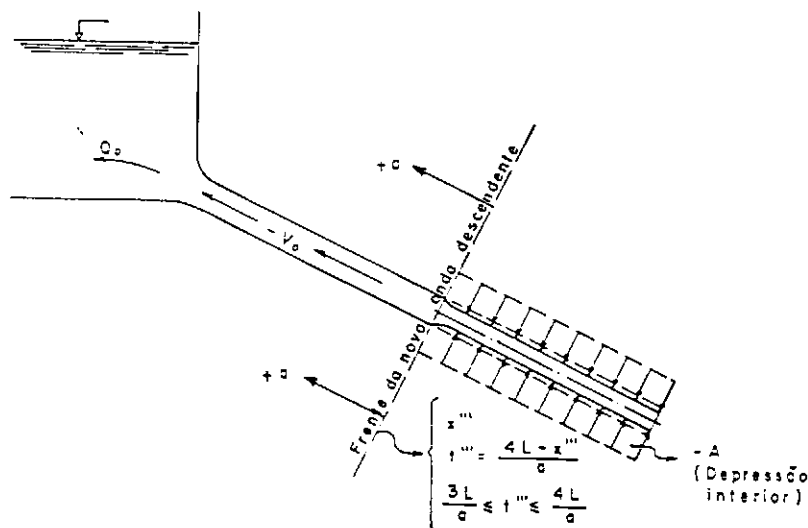


Figura 2.d - Efeito do Golpe de Ariete - 4.º quarto de período.

2.3 - CURVA DE VARIAÇÃO DE PRESSÃO

Inserindo-se um manômetro registrador na tubulação, próximo das palhetas do distribuidor, obtêm-se o traçado da curva de variação de pressão em função do tempo, a qual tem um aspecto denteado, como mostra a figura (3.a). Na representação feita, admite-se que não há perdas de cargas na tubulação e que a ordenada H da linha média da curva corresponde à altura manométrica inicial, a qual, por sua vez, é suposta igual a altura estática. [Becerril, 1960; Macintyre, 1983; Silvestre, 1969; Streeter, 1971]

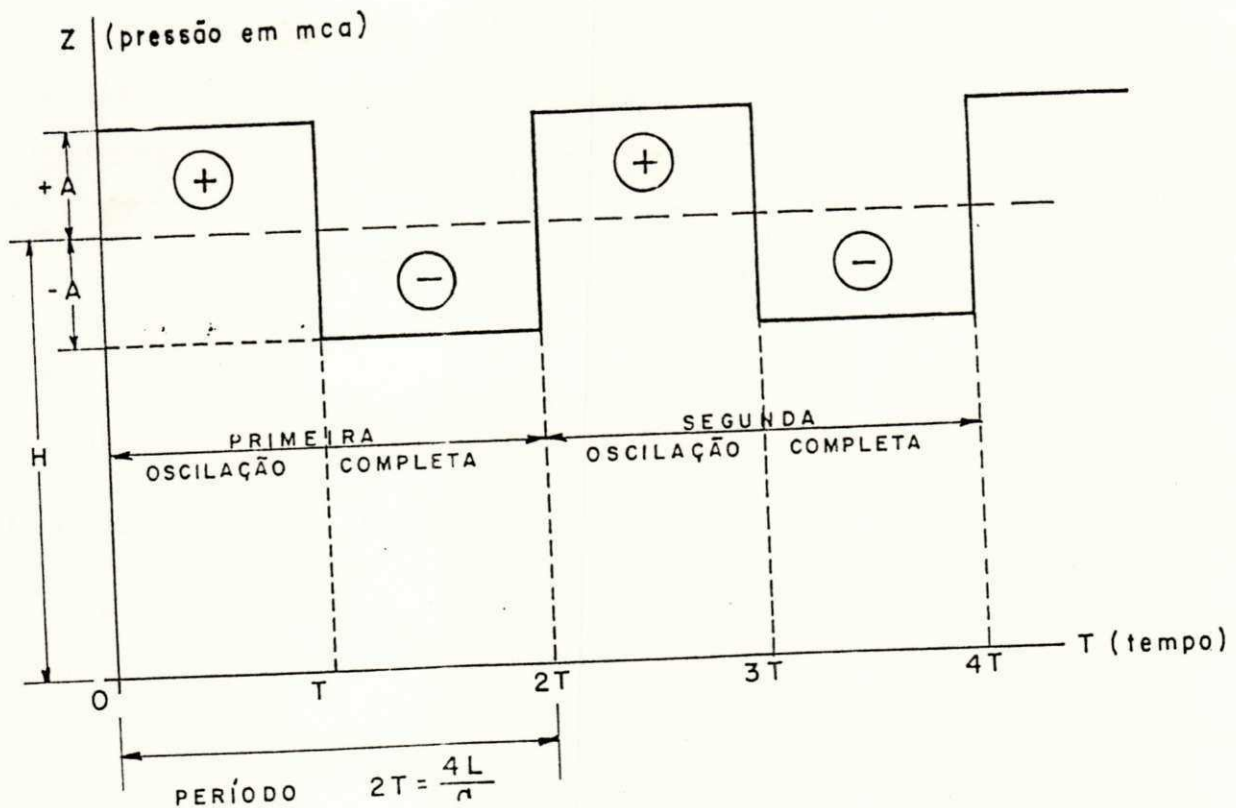


Figura (3.a) - Curva de variação da pressão junto ao distribuidor

A curva de variação da pressão para um ponto M da tubulação, distante de um comprimento x da extremidade de jusante da tubulação, tem o aspecto representado na figura (3.b). Vê-se que a pressão P tem um valor inferior a H e que a linha denteada tem os dentes marcados, segundo os tempos $t=x/a$ e $t'=T-x/a$ no transcorrer do primeiro semi-período e segundo os tempos homólogos $(t+nT)$ e $(t'+nT)$ no decurso do n -ésimo período. [Becerril, 1960; Macintyre, 1983; Silvestre, 1969; Streeter, 1971]

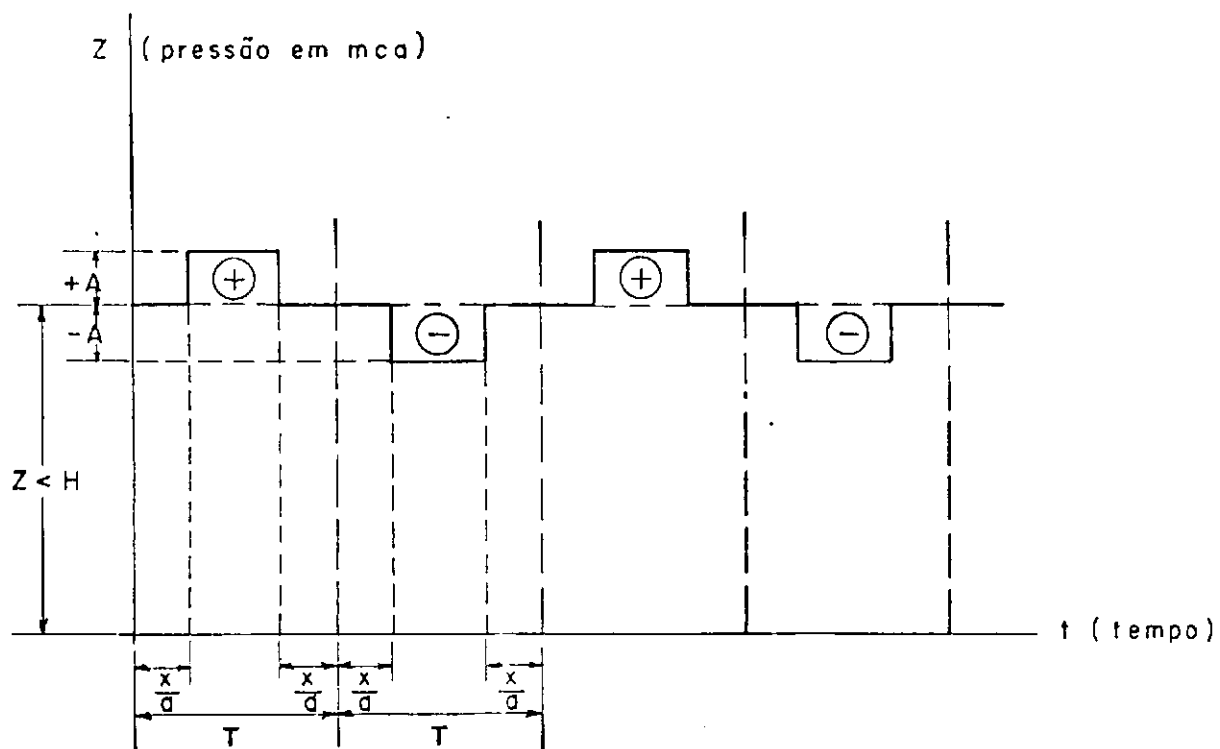


Figura (3.b) - Curva de variação de pressão em um ponto qualquer M da tubulação, a uma distância x do distribuidor

2.4 - CELERIDADE DA ONDA

É a velocidade com que a onda de pressão se propaga de jusante para montante após um fechamento rápido da válvula. Pode ocorrer tanto para um fechamento como para uma abertura rápida, neste caso a onda é de subpressão e propaga-se de montante para jusante tomando-se como referência agora a válvula [Becerril, 1960; Streeter, 1971; Macintyre, 1983].

Alliévi deduziu uma fórmula para o cálculo da velocidade de propagação da onda, a partir da equação da continuidade. Então tem-se:

$$\frac{1}{a^2} = \rho \cdot \left(\frac{D}{E \cdot e} + \frac{1}{g} \right) \quad \dots(1)$$

onde

D - é o diâmetro da tubulação

E - é o módulo de elasticidade da tubulação

e - é a espessura da tubulação

ϵ - é o módulo de elasticidade volumétrica da água

g - é a gravidade

ρ - é a densidade da massa líquida

Alliévi introduziu nessa expressão os valores numéricos referentes às grandezas (g, ρ , E, e), chegando a uma fórmula mais prática para o cálculo da celeridade isto é, da velocidade de propagação da onda de pressão ou subpressão expressa em metros por segundo. [Becerril, 1960; Macintyre, 1983; Silvestre, 1969].

$$a = 9900 / (48.3 + kD/e)^{1/2}$$

2.5 - TIPOS DE MANOBRAS

O tempo $t = 2.L/a$ é o tempo necessário para a onda de pressão ir do obturador ao reservatório e voltar. Por isso recebe o nome de período da tubulação [Becerril, 1960; Silvestre, 1969; Streeter, 1971].

Assim para manobras com duração inferior ao período da tubulação, as ondas parciais de pressão se superpõem na zona do obturador de modo que :

$$P = \Sigma \Delta P$$

pois a depressão ocorre somente após o fechamento completo da válvula [Becerril, 1960 ;Silvestre, 1969].

Denomina-se manobra rápida aquelas em que o tempo de fechamento completo é menor que o período da tubulação. [Becerril, 1960; Macintyre, 1983; Silvestre, 1969]

$$t_c < 2L/a$$

Então, no caso de manobras com duração superior ao período da tubulação, não se verifica superposição de sobrepressões das manobras derradeiras com as pressões das manobras iniciais. Com isto a sobrepressão resultante é atenuada [Becerril, 1960; Macintyre, 1983; Silvestre, 1969].

2.6 - ANÁLISE MATEMÁTICA DO GOLPE DE ARIETE

Admite-se que a água seja compressível e a tubulação elástica.

A análise a seguir consiste no estudo dos efeitos da variação da pressão dentro de um trecho da tubulação, como mostra a figura (4), que são:

- Dilatação elástica das paredes da tubulação.
- Diminuição do volume de água devido à compressão.

Em seguida é feita uma outra análise, levando-se em consideração os efeitos combinados mencionados acima.

As equações diferenciais obtidas pela análise, foram solucionadas de acordo com o método de cálculo do Golpe de Ariete utilizado, de modo que essas equações diferenciais são gerais.

Para se obter as equações diferenciais do movimento transitório, foram utilizadas duas equações básicas da mecânica do fluido, que são:

- Equação da Quantidade de Movimento
- Equação da Continuidade

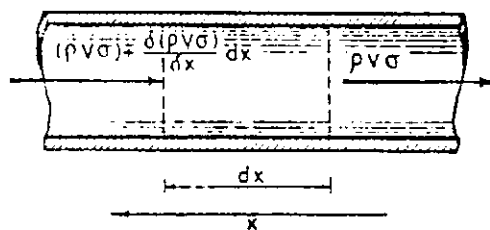


Figura (4) - Trecho de tubulação

2.6.1 - Dilatação Elástica da Tubulação

Um aumento da pressão interna causa variações da circunferência interna e da tensão nas paredes da tubulação, como mostra a figura (5), de modo que ocorre um aumento da capacidade da tubulação (ΔV_e), dada pela expressão [Becerril, 1960; Macintyre, 1983]:

A variação da pressão interna é:

$$dp = \frac{dp}{dt} \cdot dt$$

onde

p - é a pressão interna

t - é o tempo

O alongamento relativo da circunferência é:

$$\frac{2\pi \cdot dr}{2\pi \cdot r} = \frac{dr}{r} = \frac{\tau}{E} \quad \dots(2.a)$$

onde

r - é o raio da tubulação

τ - é a tensão nas paredes da tubulação

E - é o módulo de elasticidade da tubulação

Se o tubo é de parede delgada, tem-se:

$$\tau = \frac{p \cdot r}{e} \quad \dots(2.b)$$

onde

e - é a espessura da tubulação.

Rearranjando-se as equações acima, tem-se:

$$dV_e = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \cdot dx$$

ou seja,

$$\Delta V_e = \frac{\pi \cdot D^3}{4 \cdot E \cdot e} \cdot \Delta P \cdot \Delta X \quad \dots(3)$$

onde

ΔV_e - é a variação da capacidade da tubulação

x - trecho de tubulação

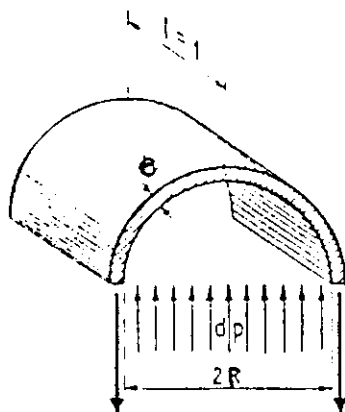


Figura (5) - Distribuição da pressão nas paredes da tubulação

2.6.2 - Contração da Água devido à Compressão

O volume inicial de água no trecho de comprimento (Δx) como mostra a figura (4) é: [Becerril, 1960; Macintyre, 1983]

$$V = \pi \cdot r^2 \cdot dx$$

Quando esse trecho de tubulação está submetido à uma variação de pressão há uma correspondente alteração do volume de água que é dado por:

$$\frac{dV}{V} = \frac{dP}{\varepsilon}$$

onde

P - é a pressão no trecho da tubulação

ε - é o módulo de elasticidade volumétrica da água.

Combinando-se essas duas equações, tem-se:

$$dV = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{dP}{\varepsilon} \cdot dt \cdot dx \quad \dots(4.a)$$

em termos de variação, tem-se:

$$\Delta V_c = \frac{\pi D^2}{4 \cdot \varepsilon} \cdot \Delta P \cdot \Delta X \quad \dots(4.b)$$

onde

ΔV_c - é a variação de volume devido a contração da água.

2.6.3 - Efeitos Combinados-Dilatação da Tubulação / Contração da Água

Nesta análise despreza-se o atrito e considera-se que o trecho de tubulação esteja na horizontal, ou seja, $\theta=0$, para simplificar as deduções matemática [Macintyre, 1983; Mello, 1983].

O aumento no volume de água na seção considerada é dado pelo:

- Aumento do volume da tubulação (V_e)
- Aumento devido a compressão da água (V_c)

então, tem-se:

$$\Delta M = \rho \cdot (\Delta V_e + \Delta V_c) \quad \text{ou} \quad M = \rho \cdot (V_e + V_c) \quad \dots(5)$$

onde

V_e - volume devido a elasticidade da parede da tubulação.

V_c - volume devido a contração da água.

ρ - é a densidade da água

M - é a massa de água

Substituindo as equações(3 e 4.b) em (5), tem se:

$$\Delta V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \Delta X \left[\frac{1}{s} + \frac{D}{E \cdot e} \right] \Delta P \quad \dots(6)$$

A primeira parcela é devido a compressibilidade da água e a segunda devido a dilatação das paredes da tubulação [Macintyre, 1983, Mello, 1983; Streeter, 1971].

A variação total de volume pode ser dado pela variação da vazão num determinado intervalo de tempo. Então, aplicando-se a equação da continuidade no trecho de tubulação da figura (4), tem-se:

$$\Delta V = q \cdot \Delta t - (q + \Delta q) \cdot \Delta t$$

$$\Delta V = - \Delta q \cdot \Delta t \quad \dots(7)$$

onde

ΔV - é a variação de volume de água, num período de tempo.

Δq - é a variação da vazão

Combinando-se as equações (6) e (7) e rearranjando-as, tem-se:

$$\mu = \rho \cdot g \left[\frac{1}{s} + \frac{D}{E \cdot e} \right]$$

$$\frac{\Delta v}{\Delta x} = -\mu \frac{\Delta h}{\Delta t}$$

$$\Delta P = \rho \cdot g \Delta h$$

$$a = \sqrt{\frac{g}{\mu}}$$

onde

v - é a velocidade da massa líquida

h - é a altura manométrica

em termos de derivada parcial, tem-se: [Macintyre, 1983; Mello, 1983]

$$\frac{\partial v}{\partial x} = -\frac{g}{a^2} \cdot \frac{\partial h}{\partial t} \quad \dots(8.a)$$

$$\frac{\partial q}{\partial x} = -\mu \cdot A \cdot \frac{\partial h}{\partial t} \quad \dots(8.b)$$

onde

A - é a área da seção transversal da tubulação.

Aplicando-se a equação da quantidade de movimento do fluido, no trecho de tubulação da figura (4), tem-se: [Macintyre, 1983; Mello, 1983]

$$\rho \cdot A \cdot \partial x \cdot \frac{\partial v}{\partial t} = -A \cdot \partial P$$

substituindo $\partial P = \rho \cdot g \cdot \partial h$ e integrando-se, tem-se:

$$j = \frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{g}{L} \cdot h \quad \dots(9)$$

onde

j - é a aceleração da massa líquida num dado instante.

Considerando somente o efeito de inércia da água, ou seja, desprezando-se os efeitos da elasticidade das paredes da tubulação e a compressibilidade da água, a aceleração dependerá unicamente do tempo t , isto é, a massa de líquido desloca-se em bloco, tal como um corpo sólido com movimento de translação [Mello, 1983; Macintyre, 1983].

Isto significa que a pressão "Golpe de Ariete" se distribui linearmente ao longo da tubulação num dado instante [Macintyre, 1983].

As equações diferenciais não-lineares (8.a, 8.b e 9) são as equações que governam o movimento transitório, que no capítulo 3 foram solucionadas de acordo com o método de cálculo do Golpe de Ariete empregado. As variáveis dependentes dessas equações são: a altura (h) e a velocidade (v). As variáveis independentes são: a distância (x) e o tempo (t) [Streeter, 1971; Vallença, 1993].

3. - MÉTODOS DE CÁLCULO DO GOLPE DE ARIETE

No estudo de estabilidade transitória em sistemas de potência é feita uma modelagem matemática do conduto forçado desde o reservatório até a entrada da turbina hidráulica. Essa modelagem do conduto forçado avalia as oscilações de pressão e velocidade da água dentro da tubulação em função da posição das palhetas do distribuidor da turbina [Mello, 1983].

A potência mecânica fornecida na entrada da turbina é a variável de interesse no estudo da modelagem da turbina. Neste trabalho foram realizadas duas modelagem de condutos forçados baseados nos métodos das Características e Algébrico e verificou-se a resposta da turbina para cada modelo de conduto forçado.

Os modelos de condutos forçados apresentam duas variáveis dependentes, que são: a altura manométrica h e a velocidade v . E duas variáveis independentes: o tempo t e a distância x . [Mello, 1983; Streeter, 1971]

Neste capítulo serão apresentados os dois modelos de condutos forçados, baseados nos seguintes métodos de cálculo.

- O método das caraterísticas. É usado para que possam ser resolvidos, com computadores, problemas de grande complexidade envolvendo transitórios hidráulicos.

- O método algébrico. Os fundamentos são semelhantes ao do método das Características, mas o método visa preparar programas para operação com computador.

Os métodos das Características e Algébrico resolvem as equações não-lineares apresentadas no capítulo anterior e fornecem os valores de h e v em função do tempo e da distância. Esses valores de h e v foram substituídos na equação da característica da turbina e obteve-se a resposta da turbina para o modelo de conduto forçado utilizado.

O termo modelagem do conduto forçado é muito usado na Engenharia Elétrica, mas na Mecânica dos Fluidos chama-se métodos de cálculos do Golpe de Ariete. Os dois termos se referem mesma coisa, ou seja, ao cálculo das oscilações de pressão e velocidade da água dentro da tubulação, a diferença é que na Mecânica dos Fluidos esse termo envolve uma gama maior de problemas envolvendo transitórios hidráulicos.

3.1 - MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS

Com o advento do computador, os métodos de cálculo numéricos foram sendo aperfeiçoados para a solução mais precisa dos problemas de Golpe de Ariete em canalizações forçadas. Emprega-se neste trabalho um método de cálculo numérico cujos fundamentos são as equações características, obtidas pelo método das características que será descrito a seguir.

3.1.1 - Equações Diferenciais para o Cálculo do Golpe de Ariete

Duas equações básicas da mecânica dos fluidos foram aplicadas no movimento transitório: a segunda lei do movimento de Newton e a equação da continuidade. Essas equações foram solucionadas pelo método das características, a partir das equações diferenciais (8.a), (8.b) e (9), citadas na seção 2.7.3 [Streeter, 1971].

- Equação do Movimento

Chamando-se de L1 a equação (9), $\partial P = \rho \cdot g \cdot \partial h$, considerando-se a inclinação que o trecho de tubulação faz com a horizontal seja θ e o termo correspondente ao atrito, tem-se: [Streeter, 1971]

$$L1 = \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} + g \cdot \text{sen}(\theta) + \frac{f \cdot v |v|}{2 \cdot D} = 0 \quad \dots(12)$$

onde

$g \cdot \text{sen}(\theta)$ - é o termo correspondente ao ângulo que o trecho faz com a horizontal.

$\frac{f \cdot v |v|}{2 \cdot D}$ - é o termo correspondente ao atrito.

P - é a pressão

ρ - é a densidade da massa líquida

v - é a velocidade do escoamento

- Equação da Continuidade

Chamando-se de L2 a equação (8.a) e $\partial P = \rho \cdot g \cdot \partial h$, tem-se: [Streeter, 1971]

$$L2 = \frac{\partial P}{\partial t} + \rho \cdot a^2 \cdot \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad \dots(13)$$

L1 e L2 são duas equações diferenciais de derivadas parciais não-lineares em v e P , funções das variáveis independentes x e t . Como não se conhece uma solução geral para cada uma dessas equações, emprega-se o método das características, através de uma solução conveniente por diferenças finitas. Sendo necessário o uso do computador digital. [Streeter, 1971; Vallença, 1993]

A solução conveniente dessas duas equações será descrita a seguir.

3.1.2 - Solução pelo Método das Características

O método das características soluciona as equações L1 e L2, combinando-as por meio de um multiplicador λ da seguinte forma:

$$L = L1 + \lambda.L2 = 0$$

substituindo L1 e L2 em L, tem-se:

$$L = \left[\frac{\partial v}{\partial x} \cdot (\rho \cdot \lambda \cdot a^2) + \frac{\partial v}{\partial t} \right] + \lambda \cdot \left[\frac{\partial P}{\partial x} \cdot \left(\frac{1}{\rho \cdot \lambda} \right) + \frac{\partial P}{\partial t} \right] + g \cdot \text{sen}(\theta) + \frac{f \cdot v \cdot |v|}{2 \cdot D} = 0 \quad \dots(14)$$

Se $P(x,t)$ e $v(x,t)$ são soluções das equações da continuidade e do movimento, em termos da derivada total, tem-se:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{\partial v}{\partial x} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{\partial v}{\partial t} \quad \text{onde } dx/dt = \lambda \cdot \rho \cdot a^2 \quad \dots(15)$$

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\partial P}{\partial x} \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{\partial P}{\partial t} \quad \text{onde } dx/dt = 1/\lambda \cdot \rho \quad \dots(16)$$

Para que ambas relações sejam satisfeitas, tem-se:

$$\frac{dx}{dt} = \pm a \quad \dots(17)$$

onde

a , é a celeridade.

$$\lambda = \pm \frac{1}{\rho \cdot a}$$

substituindo as equações (15), (16) em (14), tem-se:

$$L = \frac{dv}{dt} \pm \frac{1}{\rho \cdot a} \cdot \frac{dP}{dt} + g \cdot \text{sen}(\theta) + \frac{f \cdot v \cdot |v|}{2 \cdot D} = 0 \quad \dots(18)$$

Então acha-se dois valores reais e distintos de λ que convertem as duas equações diferenciais (15) e (16) de derivadas parciais no par de equações diferenciais ordinárias (18). [Streeter, 1971] Multiplicando-se a equação (18) por $\rho \cdot a \cdot dt$ e integrando-a entre r , s e p , onde r , s e p são os limites de integração como mostra a figura (6), tem-se: [Streeter, 1971]

$$\rho \cdot a \cdot (v_p - v_r) + P_p - P_r + \rho \cdot g \cdot \text{sen}(\theta) \cdot \Delta x + \rho \cdot \Delta x \cdot f \cdot v_r / v_r \cdot (1 / 2 \cdot D) = 0 \quad \dots(19)$$

a correspondente equação C^- , fica:

$$\rho \cdot a \cdot (v_p - v_s) - P_p + P_s + \rho \cdot g \cdot \text{sen}(\theta) \cdot \Delta x + \rho \cdot \Delta x \cdot f \cdot v_s / v_s \cdot (1 / 2 \cdot D) = 0 \quad \dots(20)$$

onde

v_p , v_r e v_s - são as velocidade em p , r e s .

P_p , P_r e P_s - são as pressões em p , r e s

C^+ e C^- , são índices + antes de , - depois de .

As equações (19) e (20) são soluções da equação (18) para $dx/dt = a$, equação C^+ e $dx/dt = -a$, equação C^- . [Streeter, 1971]

Estas equações podem ser resolvidas simultaneamente para determinar P_p e v_p [Streeter,1971].

A partir das equações (19) e (20), a solução por computador digital é dado a seguir.

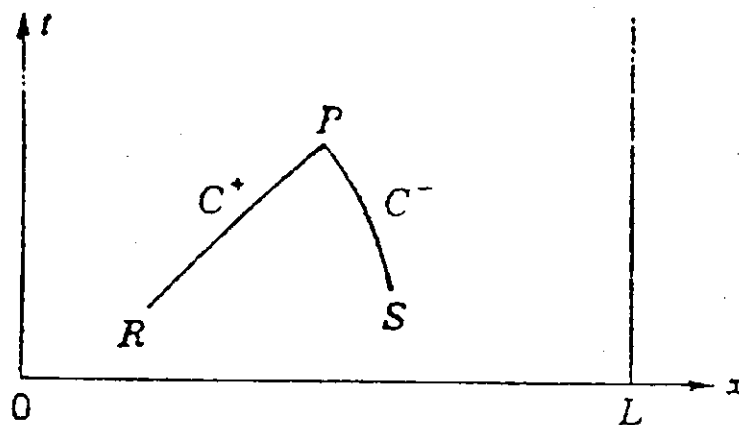


Figura (6) - Plano (x,t), das características sobre as quais se encontra a solução.

3.1.3 - Solução por Computador Digital

Na solução por computador, toma-se um tubo com n trechos de comprimentos iguais a $\Delta x=l/n$ e $\Delta t=\Delta x/a$. As linhas C^+ e C^- estão mostradas na figura (7). Aplicando as equações a serem resolvidas numa secção interna, onde se deseja H_p e v_p , as condições no instante anterior são conhecidas, ou seja, $v(I-1)$, $H(I-1)$, $v(I+1)$, $H(I+1)$ [Streeter, 1971].

A equação em termos da altura piezométrica é dado por:

$$H_p(I) = H(I+1) + (a/g) \cdot (v_p(I) - v(I+1)) + v(I+1) \cdot \text{SEN}(\theta) \cdot \Delta T + \\ + (a \cdot f \cdot \Delta t / 2 \cdot g \cdot D) \cdot v(I+1) \cdot \text{ABS}(v(I+1)) \quad \dots(21)$$

Em termos da velocidade de escoamento, tem-se:

$$\begin{aligned}
 vp(I) = & 0.5.(v(I-1) + v(I+1) + (g/a) . (H(I-1) - H(I+1) \\
 & - SEN(\theta).\Delta t.(v(I-1) - v(I+1))) - (f.\Delta t/ 2.D).(v(I-1).ABS(v(I-1) + \\
 & + v(I+1).ABS(v(I+1)))
 \end{aligned}
 \tag{22}$$

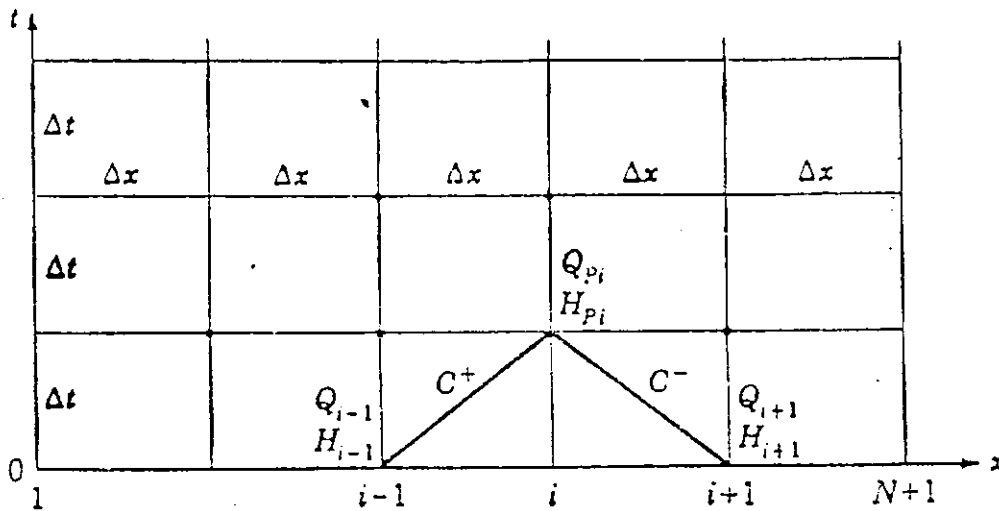


Figura (7) - Malha retangular para a solução das equações características.

3.1.4 - Condições de Contorno

A condição de contorno refere-se à condição na extremidade de cada tubulação. Sendo que a extremidade a jusante pode ser um reservatório, válvula, bomba, acumulador etc. Segue-se algumas condições de contorno comuns e, em cada caso, ou a eq.(19) ou a eq.(20) é usada para representar o comportamento da tubulação. [Streeter, 1971]

- Válvula na Extremidade de Jusante

A vazão em regime permanente através da válvula é:[Streeter,1971]

$$Q_0 = (C_d \cdot A_v)_0 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_0} \quad \dots(23)$$

onde

Q_0 - a vazão em regime permanente

H_0 - a carga na válvula

C_d - o coeficiente de vazão

A_v - a área da seção transversal da válvula

substituindo nas eq. (19) e (20), tem-se:

$$Q_{ns} = -g \cdot B \cdot (C_d \cdot A_v)^2 + \left(\left(g \cdot B \cdot (C_d \cdot A_v)^2 \right)^2 + (C_d \cdot A_v)^2 \cdot 2 \cdot g \cdot C_p \right)^{1/2} \quad \dots(24)$$

$$H_{p_{ns}} = C_p - B \cdot Q_{p_{ns}} \quad \dots(25)$$

$$C_p = H_{i-1} + Q_{i-1} \cdot (B - R \cdot |Q_{i-1}|)$$

$$C_m = H_{i+1} - Q_{i+1} \cdot (B - R \cdot |Q_{i+1}|)$$

$$B = \frac{a}{g \cdot A} \quad R = \frac{f \cdot \Delta x}{2 \cdot g \cdot D \cdot A^2}$$

onde o índice $ns = n+1$ se refere à seção de jusante do tubo e C_p , C_m , B , R são constantes. [Streeter,1971]

3.1.5 - Modelagem da Turbina

O desempenho das turbinas hidráulicas é dominado pelos efeitos de inércia e compressibilidade da água e elasticidade das paredes do conduto forçado que alimentam a turbina. [Mello, 1983]

Os efeitos da elasticidade das paredes do conduto forçado e da compressibilidade da água são causar ondas não-estacionárias de pressão e fluxo no conduto forçado. Esses efeitos são desprezados quando o conduto forçado é curto, mas podem atingir níveis elevados nos casos de ressonância entre o conduto forçado e o sistema de controle. [Mello, 1983]

O efeito da inércia da água é causar mudanças no fluxo da turbina, atrasando as mudanças na abertura das palhetas do distribuidor da turbina. Isto introduz um atraso de fase no laço de controle da velocidade e, portanto tem um efeito desestabilizante sobre a unidade geradora. [Mello, 1983]

A potência mecânica fornecida pela turbina é dada pela equação abaixo:
[Macintyre, 1983; Mello, 1983]

$$P = \frac{9,8 \cdot Q \cdot H \cdot \eta}{1000} \quad p = q \cdot h$$

onde

P - é a potência mecânica em MW	p - é a potência em p.u.
Q - é a vazão em m ³ /s	q - é vazão em p.u.
H - é altura manométrica em (mca)	h - é a altura manométrica em p.u.
η - é o rendimento da turbina	

No programa digital de estabilidade adotou-se um rendimento constante e igual a 0.950. Esse valor foi tomado para as seguintes condições de funcionamento da turbina: altura de queda nominal(112.5 mca); vazão (385 m³/s) e potência mecânica nominal (403 MW) [Chesf, 1979].

Então, utilizando-se as equações (21), (22), (23), (24) e (25) nas equações acima, tem-se a resposta da turbina aos efeitos do conduto forçado.

3.2 MÉTODO ALGÉBRICO

As mesmas considerações do método das características foram utilizadas no método Algébrico, com poucas modificações. O método Algébrico foi desenvolvido para resolver os problemas do Golpe de Ariete, por meios de calculadoras e réguas de cálculo, daí o motivo das simplificações das equações da pressão e velocidade da água, principalmente a não utilização da técnica de elementos finitos [Streeter, 1971].

3.2.1 - Solução pelo Método Algébrico

Divide-se o conduto em n trechos de comprimentos iguais a $\Delta x=l/n$ e o incremento do tempo é dado por $\Delta t=l/(n.a)$. O tempo é dado como $j.\Delta t$, onde o inteiro j é um índice do tempo. Então, tomando-se as eqs. (21) e (22), a correspondente equação da pressão pelo método algébrico é [Streeter, 1971]:

$$H_b(j) - H_c(j-n) + \frac{a}{g} \cdot (V_b(j) - V_c(j-n)) + f \cdot \frac{a.l}{2.g.D.a} \cdot V_c(j-n) \cdot |V_c(j-n)| = 0 \quad \dots(27.a)$$

Transformando a eq.(27.a) na forma de p.u., tem-se:

$$hb(j) - hc(j-n) + B \cdot (vb(j) - vc(j-n)) + H \cdot vc(j-n) \cdot |vc(j-n)| = 0 \quad \dots(27.b)$$

onde

H - a perda de carga na situação permanente dividida por H_0

H_0 - a altura manométrica no regime permanente

hb e vc - a altura manométrica e velocidade da água na válvula

hc e vc - a altura manométrica e a velocidade da água no reservatório.

$$B = a \cdot V_0 / g \cdot H_0.$$

Do mesmo modo tem-se:

$$hc(j) - hb(j-n) + B.(vc(j) - vb(j-n)) + H.vb(j-n).|vb(j-n)| = 0 \quad \dots(28)$$

Essas duas equações foram aplicadas ao fechamento de uma válvula num conduto simples, como mostra a figura (8). Sendo H_0 a carga em regime permanente na válvula. b e c são índices para indicar o fim e início da tubulação.

$$HR = H_0 + f \frac{L.V_0^2}{2g.D} \quad \dots(29)$$

onde

HR - é a altura manométrica na entrada da tubulação.

Então, desprezando-se a carga cinética na entrada e transformando a eq.(29) em p.u. tem-se:

$$h_r = h_c(j) = 1 + H$$

Seja $G(j)$ a posição da válvula ou das palhetas do distribuidor em cada instante $j.\Delta t$. Então tem-se que:

$$vb = G(j). \sqrt{hb(j)}$$

substituindo $hb(j)$ da eq.(27.b) na equação acima, tem-se:

$$vb(j) = -B.t^2 / 2 + \sqrt{\left(\frac{B.G^2}{2}\right)^2 . (hc(j-n) + B.vc(j-n) - H.vc(j-n).|vc(j-n)|).G^2} \quad \dots(30)$$

e

$$hb(j) - hc(j-n) + B.(vb(j) - vc(j-n)) + H.vc(j-n).|vc(j-n)| = 0 \quad \dots(31)$$

No reservatório, tem-se:

$$vc(j) = vb(j-n) + \frac{1}{B}.(hr(j) - hb(j-n)) + H.vb(j-n).|vb(j-n)| = 0 \quad \dots(32)$$

A solução começa com os valores de regime permanente que ocorrem em $n.\Delta t$, se o primeiro fechamento ocorrer em $j=n+1$. Todos os outros foram valores do regime permanente.

Essas três últimas equações foram resolvidas em sucessão para cada j , começando com $j=n+1$.

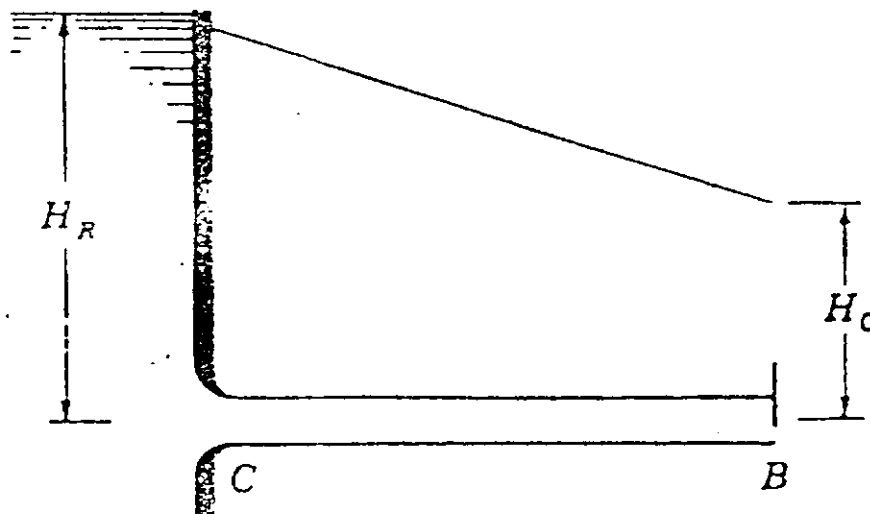


Figura (8) - Fechamento de uma válvula considerando-se o atrito.

3.2.2 - Modelagem da Turbina

Substituindo-se as eqs. (27.b), (28), (30) e (32), que formam o modelo dinâmico do conduto forçado para o método Algébrico, nas equações da característica da turbina descritas na seção 3.1.6, tem-se a resposta da turbina aos efeitos do conduto forçado.

4. METODOLOGIA

4.1 - SOLUÇÃO DO GOLPE DE ARIETE

A partir dos métodos de cálculo do Golpe de Ariete descritos no capítulo anterior e utilizando os dados de projeto da UHPA IV, foram realizadas várias simulações onde os valores da sobrepressão máxima calculados através dos métodos de cálculos, foram comparados com os obtidos no ensaio de comissionamento. Algumas simulações consistem em retirar a máquina do sistema com uma determinada carga e verificar o comportamento da pressão e da vazão da água junto da caixa espiral, à medida que as palhetas do distribuidor começam a se fechar obedecendo a uma lei de fechamento linear, num determinado tempo. Outras simulações consistem em provocar algum distúrbio no sistema de potência para verificar as oscilações da pressão, vazão e potência mecânica, junto da caixa espiral, sendo necessário a utilização do programa digital de estabilidade, incluindo as sub-rotinas que modelam o comportamento da turbina, baseado nos métodos de cálculo do Golpe de Ariete.

Neste trabalho os métodos das Características e Algébrico foram utilizados para calcular a pressão e a vazão, tanto para um fechamento total e progressivo como para uma oscilação aleatória das palhetas do distribuidor, acoplado ou não ao sistema de potência.

O primeiro caso é trivial, pois os dois métodos são utilizados para resolverem problemas de transitórios hidráulicos dos mais complexos que sejam.

No segundo caso, os métodos foram utilizados para modelar a turbina hidráulica. Então foram adaptados os dois programas computacionais de transitórios hidráulicos desenvolvidos por Streeter(1971), para serem incluídos adequadamente no programa digital de estabilidade transitória desenvolvido por Wellington(1989). Até então os dois métodos eram empregados no cálculo de transitórios hidráulicos a partir do fechamento de uma válvula, desligamento de uma bomba, etc. As figuras (9) e (10) mostram os programas computacionais desenvolvidos por Streeter(1971) baseados nesses dois métodos. Os objetivos destes programas foram:

- Simular as curvas de oscilações da pressão e vazão num conduto forçado, para rejeições totais da carga.

- Simular as curvas de oscilações da pressão, vazão e potência mecânica, para rejeições parciais da carga, sendo utilizado como uma sub-rotina no programa digital de estabilidade para modelar a turbina hidráulica.

Quando uma máquina é retirada do sistema, o regulador de velocidade que está acoplado aos servomotores hidráulicos fecham as palhetas do distribuidor ordenadamente obedecendo a uma lei de fechamento linear. O método das Características é aplicado com grande confiabilidade neste caso [Vallença, 1993; Streeter, 1971; Mello, 1992]. O programa computacional de transitório hidráulico utiliza esses dados da posição das palhetas do distribuidor em função do tempo e calcula as curvas de oscilação da pressão e vazão da massa líquida.

```

C BASIC WATERHAMMER IN FORTRAN IV. RESERVOIR AT UPSTREAM END OF
C PIPE AND VALVE AT DOWNSTREAM END. TAU=(1.-T/TC).P.M
REAL L,M
INTEGER U
DIMENSION V(11),VP(11),H(11),HP(11)
1 FORMAT('0 HEADS AND VELOCITIES AT
2 TENTH POINTS ALONG THE PIPE')
2 FORMAT('0 TIME TAU X/L= .0 .1 .2 .3 .4
2 .5 .6 .7 .8 .9 1.0')
3 FORMAT('1H0,2F7.3,3X,2HH=,F7.2,10F8.2/18X,2HV=,F7.2,10F8.2)
4 FORMAT('1 L=,F6.1,3H A=,F5.0,3H N=,I2,3H D=,F2.0,4H V0=,F3.1,4H
2TC=,F3.1,6H TMAX=,F4.1,4H H0=,F5.1,3H J=,I1,3H G=,F4.1,3H M=,F3.1,
33H F=,F5.3)
NAMELIST/DIN/L,A,N,D,VU,TC,TMAX,H0,J,G,M,F
10 READ(5,DIN,END=99)
WRITE(6,4) L,A,N,D,VU,TC,TMAX,H0,J,G,M,F
C STEADY-STATE CALCULATIONS
DHF=F*L*V0**2/(2.*G*D*N)
HR=H0+N*DHF+V0**2/(2.*G)
N1=N+1
DO 11 I=1,N1
V(I)=V0
11 H(I)=H0+(N1-I)*DHF
C2=G/A
C4=V0**2/(C2*H0)
TAU=1.
T=.0
DT=L/(A*N)
FF=F*DT/(2.*D)
U=0
WRITE(6,1)
WRITE(6,2)
12 WRITE(6,3) T,TAU,(H(I),I=1,N1),(V(I),I=1,N1)
13 T=T+DT
U=U+1
IF(T.GT.TMAX) GO TO 10
C COMPUTATION OF INTERIOR POINTS
DO 14 I=2,N
VP(I)=.5*(V(I-1)+V(I+1))+C2*(H(I-1)-H(I+1))-FF*(V(I-1)*ABS(V(I-1))+
2V(I+1)*ABS(V(I+1)))
14 HP(I)=H(I-1)-(VP(I)-V(I-1)*(1.-FF*ABS(V(I-1))))/C2
C UPSTREAM BOUNDARY CONDITION
C5=H(2)-(V(2)-FF*V(2)*ABS(V(2)))/C2
IF(V(1).GT..0) GO TO 15
HP(1)=HR
VP(1)=C2*(HP(1)-C5)
GO TO 16
15 VP(1)=A*(SQRT(1.+2.*G*(HR-C5)/(A*A))-1.)
HP(1)=HR-VP(1)**2/(2.*G)
C DOWNSTREAM BOUNDARY CONDITION
16 C1=V(N)+C2*H(N)-FF*V(N)*ABS(V(N))
IF(T.GT.TC) GO TO 17
TAU=(1.-T/TC)**M
GO TO 18
17 TAU=.0
VP(N1)=.0
HP(N1)=C1/C2
GO TO 19
18 C3=TAU**2*C4
VP(N1)=SQRT(.25*C3+C3*C3+C3*C1)-.5*C3
HP(N1)=(C1-VP(N1))/C2
19 DO 20 I=1,N1
V(I)=VP(I)
20 H(I)=HP(I)
IF(U/J*.J.EQ.U) GO TO 12
GO TO 13
99 CALL SYSTEM

```

Figura (9) - Programa computacional de transitórios hidráulicos

```

C   ALGEBRAIC WATERHAMMER IN A SINGLE PIPE
      INTEGER P,P1
      REAL L,I,M
      DIMENSION HB(500),VB(500),VC(500)
1   FORMAT('U      J      TIME      TAU      HB(J)      VC(J)')
2   FORMAT('1H      ,18,1X,7F15.3)
3   FORMAT('1 GIVEN L=',F6.0,3H A=,F5.0,3H F=,F4.2,4H VU=,F4.2,3H G=,
2F4.1,4H HU=,F4.0,4H TC=,F3.0,3H P=,F1.0,6H THAX=,F3.0,3H D=,F3.1,
34H MM=,F6.4)
4   FORMAT('U CALCULATED DATA DT=',F3.1,3H H=,F2.5,3H B=,F6.4,3H H=,F7.
25,4H HR=,F6.4)
      NAMELIST/DIN/L,A,F,VU,G,HU,TC,P,THAX,D,MM/UNI/DT,N,B,H,HR
10  READ(5,DIN,END=99)
      WRITE(6,3) L,A,F,VU,G,HU,TC,P,THAX,L,I,M
      P1=P+1
      DT=L/(A*P)
      H=THAX/(P+1)
      B=A*VU/(G+HU)
      H=F*L*VU**2/(2.*G*D*HU)
      HR=1.+H
      DO 11 J=1,P1
        VC(J)=1.
        VB(J)=1.
11     HB(J)=1.
        WRITE(6,4) DT,H,B,H,HR
        WRITE(6,1)
        DO 14 J=P1,H
          T=(J-P1)*DT
          IF(T.LT.TC) GO TO 12
          TAU=.0
          VB(J)=.0
          GO TO 13
12     TAU=1.-(T/TC)**MM
          VR(J)=.5*B*TAU*(SQRT(TAU**2+4.*(HR+VC(J-P))*(L-I)+ABS(VC(J-P))))/(B+
2B)-TAU)
13     HB(J)=HR-P*(VB(J)-VC(J-P))-H*VC(J-P)*ABS(VC(J-P))
          VC(J)=VR(J-P)+(HR-HR(J-P)-H*VR(J-P)*ABS(VR(J-P)))/B
          HBR=HB(J)*HU
          VBB=VB(J)*VU
14     WRITE(6,2) J,T,TAU,HB(J),VR(J),VC(J),HBB,VBB
          GO TO 10
99  CALL SYSTEM
      END

```

Figura (10) - Programa computacional de transitorios hidráulicos.

O programa digital de estabilidade foi utilizado para simular o transitório elétrico, e fornecer a posição das palhetas do distribuidor devido a ação do regulador de velocidade em função do tempo, sendo essa a única variável utilizada na programa de transitório hidráulico. A partir da posição das palhetas do distribuidor, foram calculadas as curvas de oscilação da pressão, vazão e potência mecânica, utilizando-se os modelos da turbina, baseados nos modelos dinâmicos do conduto forçado.

Devido os gráficos experimentais fornecidos pela CHESF não mostrarem a curva de oscilação da vazão da massa líquida, a análise comparativa, limitou-se a curva de oscilação da pressão.

Os valores experimentais e teóricos foram tomados junto da caixa espiral. A análise se dá comparando os gráficos de oscilação da pressão obtidas experimentalmente no ensaio de comissionamento, com os gráficos obtidos utilizando-se os programas computacional de transitórios hidráulicos, baseado nas equações características.

O modelo linear baseado na teoria da Impedância utilizado no programa digital de estabilidade e adotado pelo IEEE [Sampaio, 1989] foi substituído nesta pesquisa pelos métodos das Características e Algébrico e os resultados obtidos foram comparados entre si.

Para avaliar os métodos das Características e Algébrico aplicados na modelagem dinâmica de turbinas hidráulicas em estudos de sistemas de potência, simulou-se várias rejeições de carga no subsistema oeste da CHESF. Essas rejeições foram as mesmas utilizadas por Sampaio(1989).

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 - MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS

O método das Características é o mais importante dos métodos apresentados neste trabalho, devido à precisão dos resultados, à sua versatilidade de apresentar os resultados e facilidade de resolver problemas de transitórios hidráulicos de grande complexidade. Streeter (1971) chegou a mesma conclusão sobre o método das Características.

5.1.1 - Rejeição Total da Carga

A Tabela (2), mostra os valores de sobrepressões máximas obtidos com a utilização deste programa. Cada valor de sobrepressão máxima corresponde a um tempo de fechamento das palhetas do distribuidor.

Nº	Abertura mm	Carga MW	Pressão Medida-mca	Pressão Teórica-mca	ΔP mca	ΔP %	Tempo s
01	135.00	92.0	125.0	127.74	2.74	2.14	1.94
02	205.00	201.0	133.5	126.78	6.72	5.30	4.43
03	315.00	330.0	135.0	128.26	6.74	5.25	5.60
04	480.00	440.0	135.0	129.63	5.37	4.14	8.50
05	490.00	445.0	135.0	127.94	7.06	5.52	8.80

Tabela 2 - Resultados dos valores de sobrepressão máxima calculados pelo Método das Características e comparados com os valores experimentais obtidos no ensaio de comissionamento da UHPA IV.

Os valores das sobrepressões máximas obtidos através do método das Características estão próximos dos valores experimentais obtidos no ensaio de comissionamento, pois a maior diferença entre o valor medido e o calculado foi de aproximadamente 5.52% . Este método além de fornecer o valor máximo da sobrepressão, mostra as variações da pressão e da vazão em função do tempo e posição. Nas simulações realizadas, o interesse maior foi quantificar os valores da sobrepressão num ponto próximo ao distribuidor, pois a sobrepressão neste local é acentuada. Para simplificar os cálculos sem no entanto prejudicar a eficiência do modelo, admite-se uma tubulação retilínea ($\theta=0$), com isso os valores da sobrepressão só podem ser tomados junto ao distribuidor, ou seja, na caixa espiral. Essas mesmas considerações foram utilizadas no método Algébrico [Streeter, 1971].

Os valores de sobrepressão obtidos pelo método das Características no intervalo de tempo entre o início e o fim do fechamento das palhetas do distribuidor, estão de acordo com os resultados obtidos no ensaio de comissionamento da UHPA IV, mas os valores de pressão fornecidos pelo método das características após o fechamento das palhetas do distribuidor não concordam com os resultados obtidos pelo ensaio de comissionamento [CHESF, 1979]. Santos(1974), no seu trabalho sobre oscilação de pressão em condutos forçados, chegou à mesma conclusão, ou seja, o método não é confiável quando se trata de subpressão.

Os Gráficos (1) e (2), mostram as curvas de oscilação da pressão teóricas e experimentais, para várias rejeições de cargas, quando o fechamento se dá de maneira total e progressivo, a partir de uma determinada abertura inicial. O tempo de simulação foi igual ao tempo de fechamento, pois com tempo de simulação maior, os valores da pressão não concordam com os valores obtidos no ensaio de comissionamento, como mostra o gráfico (3).

Os resultados obtidos da análise comparativa dos valores experimentais e teóricos mostram que o método das Características pode ser utilizado satisfatoriamente no cálculo da sobrepressão nas tubulações de adução das usinas hidroelétricas. Vallença(1993), Assy(1975) chegaram a mesma conclusão nos seus trabalhos sobre transitórios hidráulicos em circuitos de usinas hidroelétricas e em circuitos de bombas hidráulicas respectivamente.

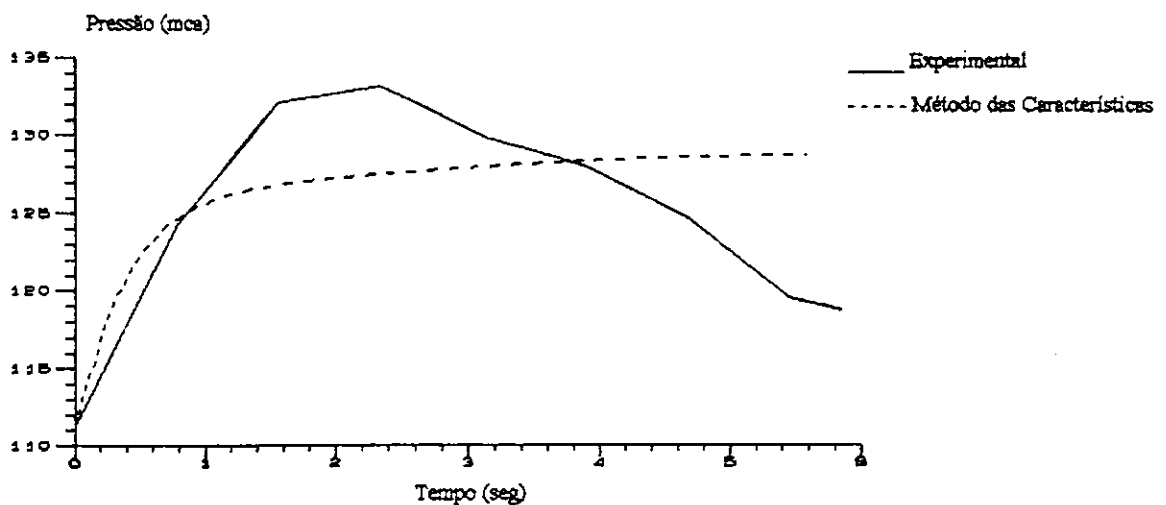


Gráfico-1 Curvas de oscilações das pressões, obtidas junto da caixa espiral utilizando-se o método das Características e os resultados experimentais, para um fechamento total e progressivo das palhetas do distribuidor a partir de uma abertura inicial de 315 mm. O tempo de fechamento foi de 5.6 seg.

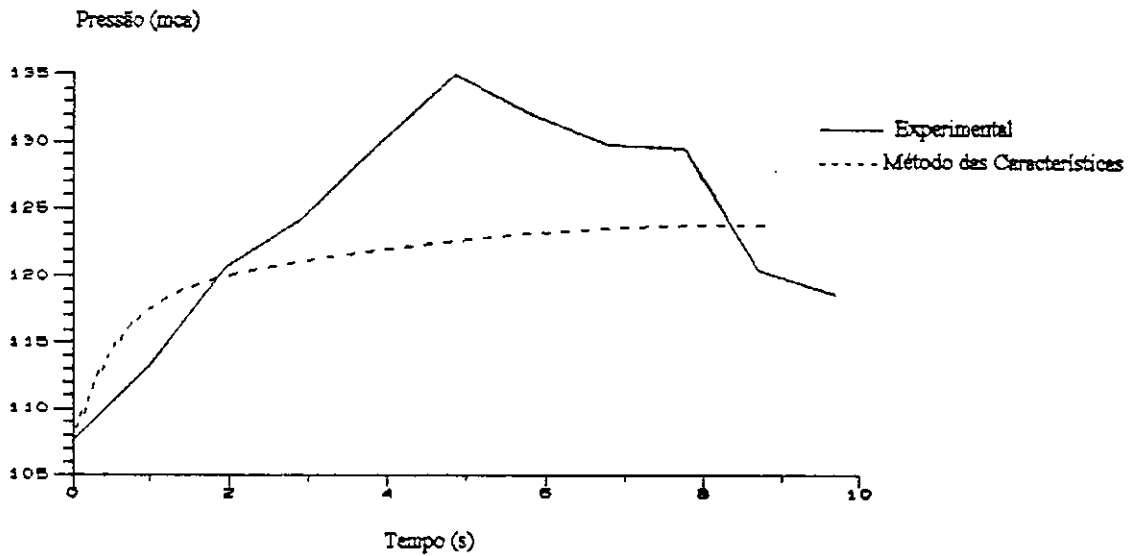


Gráfico-2 Curvas de oscilações das pressões, obtidas junto da caixa espiral utilizando-se o método das Características e os resultados experimentais, para um fechamento total e progressivo das palhetas do distribuidor a partir de uma abertura inicial de 490 mm. O tempo de fechamento foi de 8.8 seg.

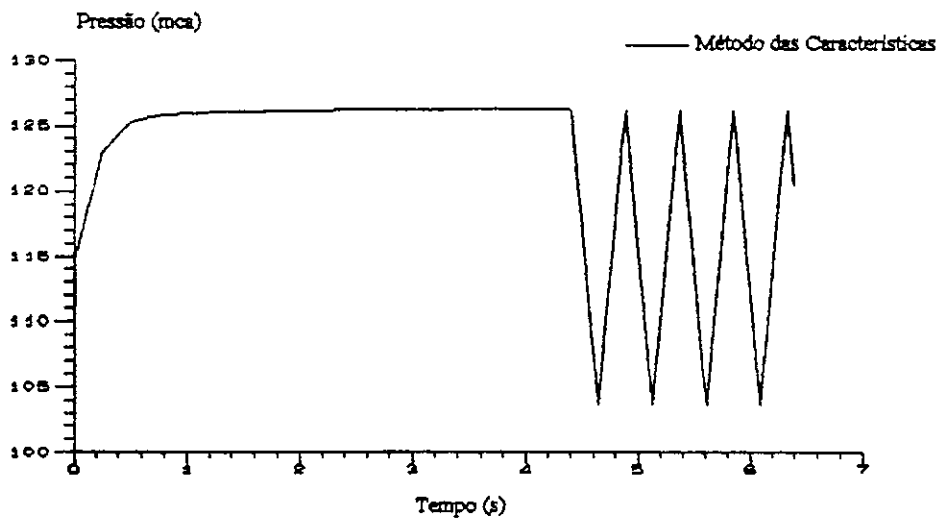


Gráfico-3 Curva de oscilação da pressão, calculada junto da caixa espiral utilizando-se o método das Características para um fechamento total e progressivo das palhetas do distribuidor a partir de uma abertura inicial de 205. mm. O tempo de fechamento foi de 4.43 seg.

5.1.2 - Rejeição Parcial da Carga

O método das Características quando aplicado na modelagem dinâmica de turbinas hidráulicas gasta o dobro do tempo de processamento, em relação ao método da Impedância linear mas tem a vantagem de obter resultados mais próximos da realidade. Mas para pequenos distúrbios no sistema de potência e tempos de simulação de no máximo 3,5 seg (tempo de um transitório elétrico) a potência mecânica é considerada constante na simulação [Wellington, 1989]. Para este caso os dois métodos fornecem valores de potência mecânica praticamente iguais, mas o método das Características se aproxima mais da realidade, como mostra o gráfico (8). Quando o tempo de simulação e o distúrbio forem elevados os métodos não-lineares fornecem valores de potência mecânica mais próximos do caso real [Mello, 1992].

Durante a ocorrência de algum distúrbio no sistema de potência, os reguladores de velocidade atuam no sentido de manter em equilíbrio as potências mecânica e elétrica, para isso a posição das palhetas do distribuidor é modificada ordenadamente até que se encontre uma posição que equilibre as potências elétrica com a mecânica. O gráfico (4) mostra das curvas de oscilação da posição das palhetas do distribuidor para um mesmo distúrbio, obtidas pelos métodos das Características e da Impedância linear. Observa-se que nos dois métodos o equilíbrio é atingido no mesmo intervalo de tempo, mas o método das Características apresenta uma baixa amplitude de oscilação em relação ao método da Impedância linear.

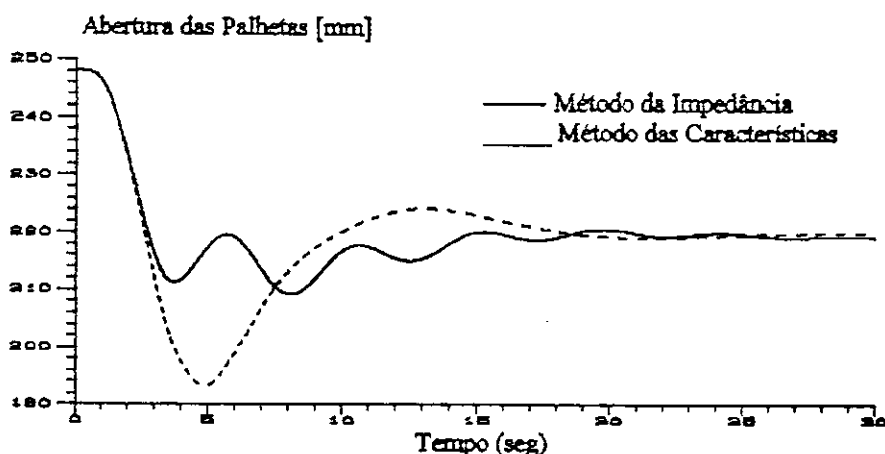


Gráfico-4 Curvas de oscilações da posição das palhetas do distribuidor obtidas pelos métodos das Características e da Impedância linear, utilizando-se o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.

Quando o sistema de potência está em equilíbrio a pressão e a vazão na entrada da turbina é constante, pois o sistema está em regime permanente. Então, a partir de algum distúrbio no sistema ocorrerá uma modificação na posição das palhetas do distribuidor, como foi dito anteriormente e conseqüentemente uma alteração nos níveis de pressão e vazão da massa líquida. Os gráficos (5) e (6) mostram as curvas de oscilações da pressão e da vazão obtidas pelos métodos das Características e da Impedância linear para uma rejeição de carga ocorrida no sistema de potência da CHESF. Observa-se que a curva de oscilação da pressão calculada pelo método da Impedância apresenta um valor de pico muito alto em relação ao método das Características.

Na prática, não se tem valor dessa magnitude, a não ser, durante os ensaios de rejeição de carga ou fechamento de emergência, que são realizados para condições extremas de funcionamento. A rejeição de carga simulada nos gráficos (5) e (6) não representa um caso extremo de funcionamento [Wellington, 1989].

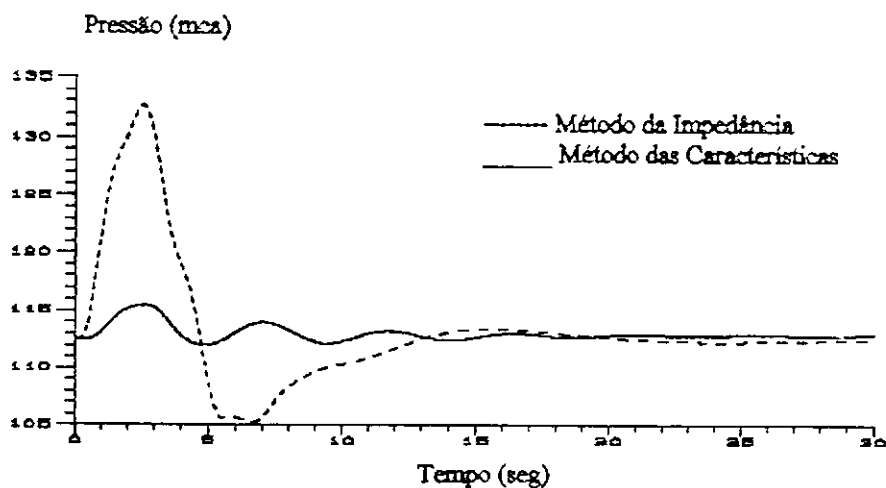


Gráfico-5 Curvas de oscilações das pressões, calculadas junto da caixa espiral pelos métodos das Características e da Impedância utilizando-se o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.

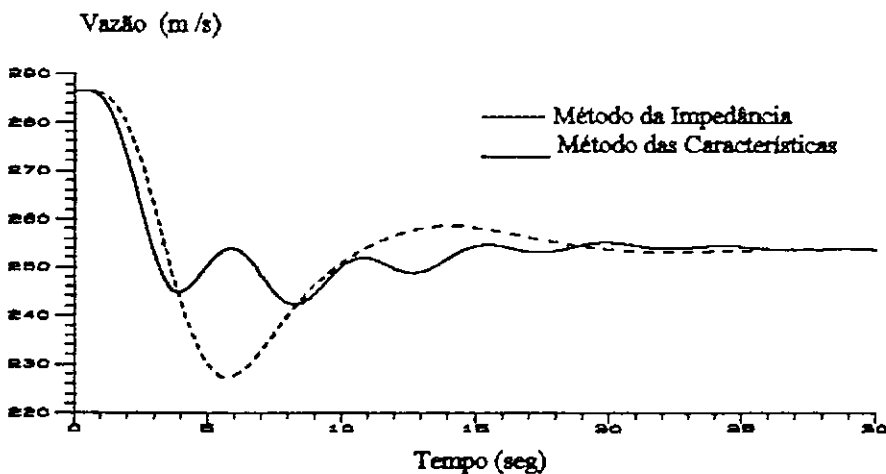


Gráfico-6 Curvas de oscilações das vazões, calculadas junto da caixa espiral pelos métodos das Características e da Impedância utilizando-se o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.

Os gráficos (7) e (8) mostram a resposta da turbina, em termos da potência mecânica para os modelos de contudos forçados utilizados, baseados nos métodos das Características, Algébrico e da Impedância linear. Observa-se que a curva da potência mecânica obtida pelo método das Características representa mais a realidade do que as outras curvas, devido que a variação da potência mecânica ser considerada constante em estudos de estabilidade em sistemas de potência para pequenos distúrbios e tempos de simulação inferiores a 3,0 seg. [Wellington, 1989] , as curvas de potência mecânica obtidas pelo método das Características apresentam valores de picos pequenos em relação aos outros métodos, satisfazendo as condições ocorridas na prática. Mello (1992) chegou a mesma conclusão utilizando-se o método da Impedância não-linear, que também foi comparado com o modelo adotado pelo IEEE.

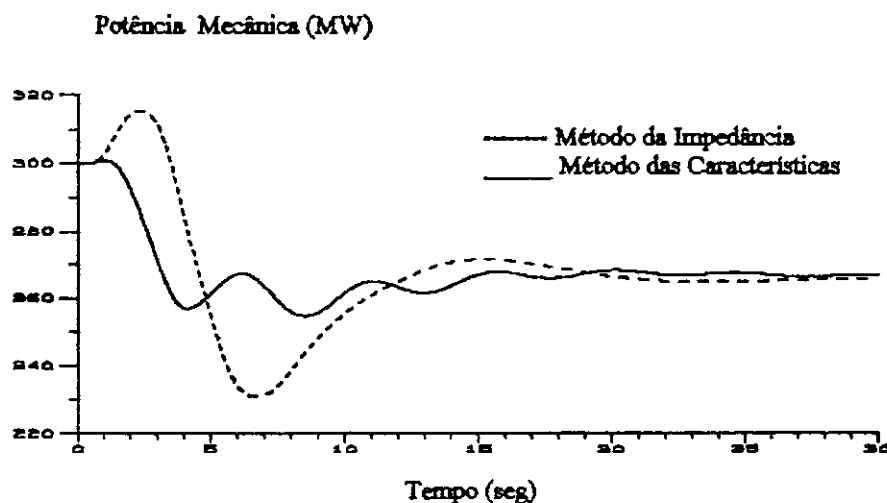


Gráfico-7 Curvas de oscilações das potências mecânicas, calculadas junto da caixa espiral pelos métodos das Características e da Impedância utilizando-se o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.

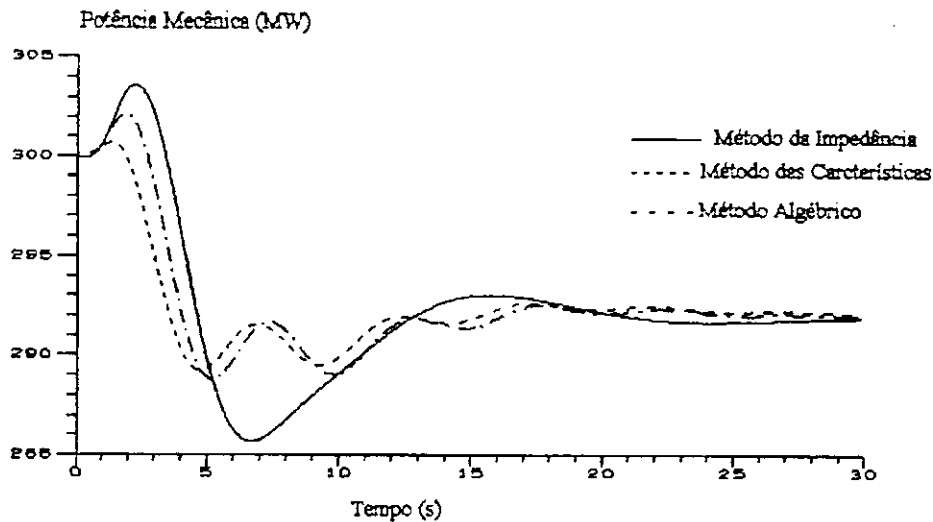


Gráfico-8 Curvas de oscilações das potências mecânicas medidas junto da caixa espiral calculadas pelos métodos das Características, Algébrico e da Impedância para uma rejeição de carga de 90 MW ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.

5.2 - MÉTODO ALGÉBRICO

O método Algébrico é uma simplificação do método das Características para que possa ser utilizado as máquinas de calcular, esse método caiu em desuso com o aparecimento do computador digital [Streeter, 1971].

A principal simplificação do método é não considerar os n trechos da tubulação, ou seja, despreza a técnica dos elementos finitos, por isso ocorre uma diferença mais acentuada entre os valores calculados pelo método algébrico e os obtidos experimentalmente, quando comparada com o método das Características.

5.2.1 - Rejeição Total da Carga

Os resultados experimentais foram comparados com os obtidos pelo método Algébrico e observou-se que os valores máximos de pressão foram superiores aos obtidos pelo método das Características, como mostra a tabela (3). A diferença máxima entre os valores obtidos pelo método Algébrico e os experimentais foi de 6.72 %, que é maior do que o valor calculado pelo método das Características, que foi de 5.52 %. Streeter (1971) afirmou que o método Algébrico, devido a sua simplificação apresenta resultados inferiores quando comparados com o método das Características.

Os gráficos (9) e (10) calculados pelo método Algébrico são semelhantes aos gráficos (1) e (2) obtidos pelo métodos das Características, devido o método Algébrico ser uma simplificação desse método.

Da mesma forma como ocorreu no método das Características, após o fechamento total das palhetas do distribuidor, os valores calculados de pressão oscilaram com grande amplitude, divergindo dos valores obtidos experimentalmente, esse fato também ocorreu no método Algébrico, como mostra o gráfico (11). Aplicando o programa computacional desenvolvido por Streeter (1971) obteve-se a mesma oscilação da pressão após o fechamento total das palhetas do distribuidor.

Nº	Abertura	Carga MW	Pressão	Pressão	ΔP	ΔP	Tempo s
	mm		Medida-mca	Teórica-mca	mca	%	
01	135.00	92.0	125.0	134.60	9.60	6.72	1.94
02	205.00	201.0	133.5	128.63	4.87	3.78	4.43
03	315.00	330.0	135.0	130.69	4.31	3.29	5.60
04	480.00	440.0	135.0	129.27	5.73	4.43	8.50
05	490.00	445.0	135.0	128.95	6.05	4.69	8.80

Tabela 3 - Resultados dos valores de sobrepressão máxima calculados pelo método Algébrico e comparados com os valores experimentais obtidos no ensaio de comissionamento da UHPA IV.

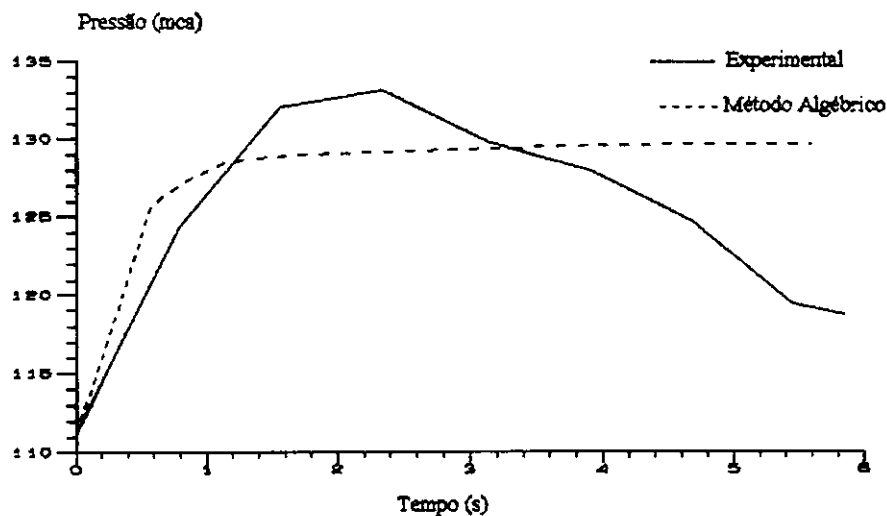


Gráfico-9 Curvas de oscilações das pressões, obtidas junto da caixa espiral utilizando-se o método Algébrico e os resultados experimentais, para um fechamento total e progressivo das palhetas do distribuidor a partir de uma abertura inicial de 315 mm. O tempo de fechamento foi de 5.6 seg.

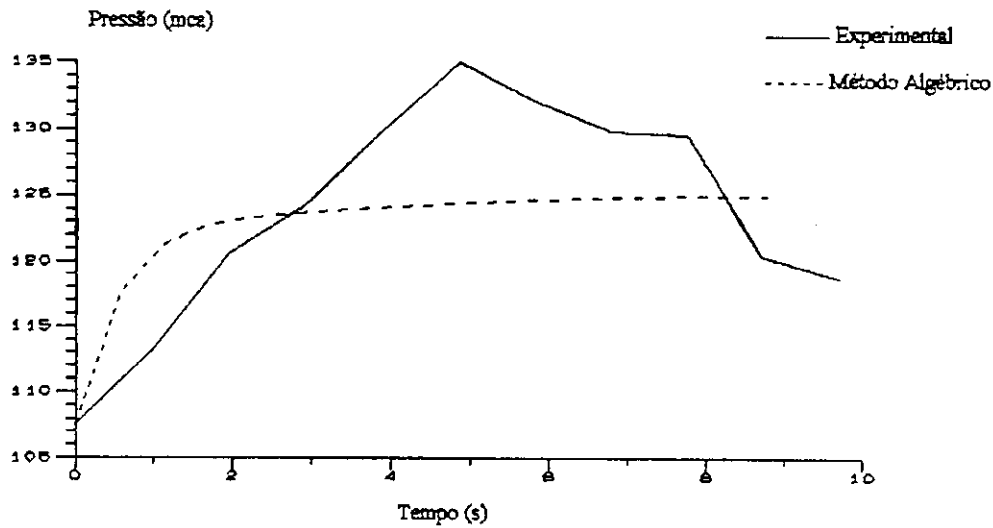


Gráfico-10 Curvas de oscilações das pressões, obtidas junto da caixa espiral utilizando-se o método Algébrico e os resultados experimentais, para um fechamento total e progressivo das palhetas do distribuidor a partir de uma abertura inicial de 490. mm. O tempo de fechamento foi de 8.8 seg.

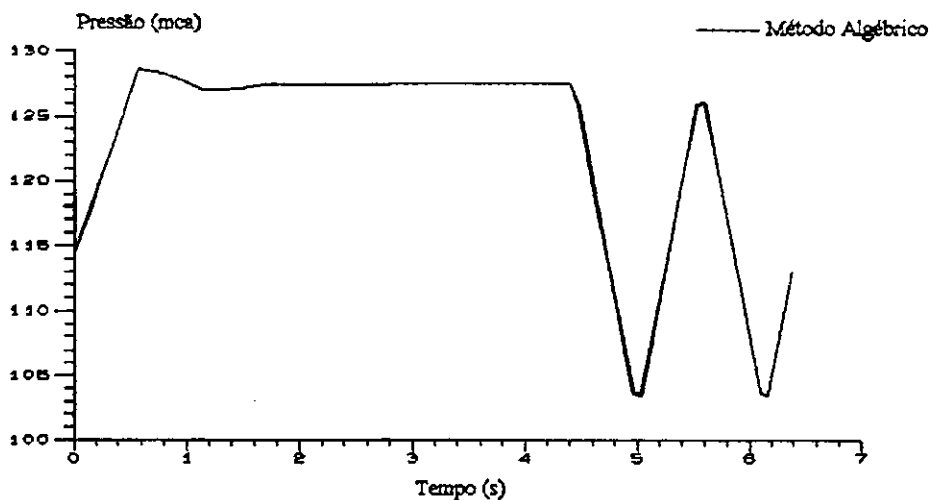


Gráfico-11 Curva de oscilação da pressão, calculada junto da caixa espiral utilizando-se o método Algébrico para um fechamento total e progressivo das palhetas do distribuidor a partir de uma abertura inicial de 205. mm. O tempo de fechamento foi de 4.43 seg.

5.2.2 - Rejeição Parcial da Carga

O programa computacional de transitórios hidráulicos desenvolvido por Streeter (1971), baseado no método Algébrico, foi modificado para que possa ser utilizado como uma sub-rotina no programa digital de estabilidade. Várias simulações foram realizadas para avaliar o método Algébrico na modelagem dinâmica de turbinas hidráulicas e os resultados de uma das simulações estão mostrados nos gráficos (8), (12), (13), (14) e (15).

Os gráficos (8) e (15) mostram o comportamento da potência mecânica para duas rejeições de carga, comparada com os métodos das Características e da Impedância linear. Observa-se que os valores da potência mecânica calculados pelo método Algébrico são superiores aos obtidos pelo método das Características e inferiores aos do método da Impedância linear. Como foi dito anteriormente, Mello (1992) comparou dois métodos um linear e outro não-linear, baseado no método da Impedância e concluiu que o método linear apresentava valores de potência mecânica superiores ao método não-linear, fato que também ocorreu neste trabalho, como mostra o gráfico (8). Os valores de potência mecânica calculados pelo método Algébrico são maiores do que o método das Características. Isso já era esperado pois os métodos lineares apresenta sempre valores de potência mecânica superiores aos dos métodos não-lineares Mello(1992) e como o método Algébrico mesmo sendo um método derivado de um método não-linear, este faz-se muitas simplificações como descrito na seção 3.2.

Os gráficos (12), (13), (14) e (15) mostram as curvas de oscilações da posição das palhetas do distribuidor, da pressão, da vazão e da potência mecânica obtidos pelos métodos Algébrico e da Impedância utilizando-se o programa digital de estabilidade, para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF. Observa-se nesses gráficos que as curvas obtidas são semelhantes as obtidas pelo método das Características, diferenciando somente na amplitude de oscilação de cada gráfico.

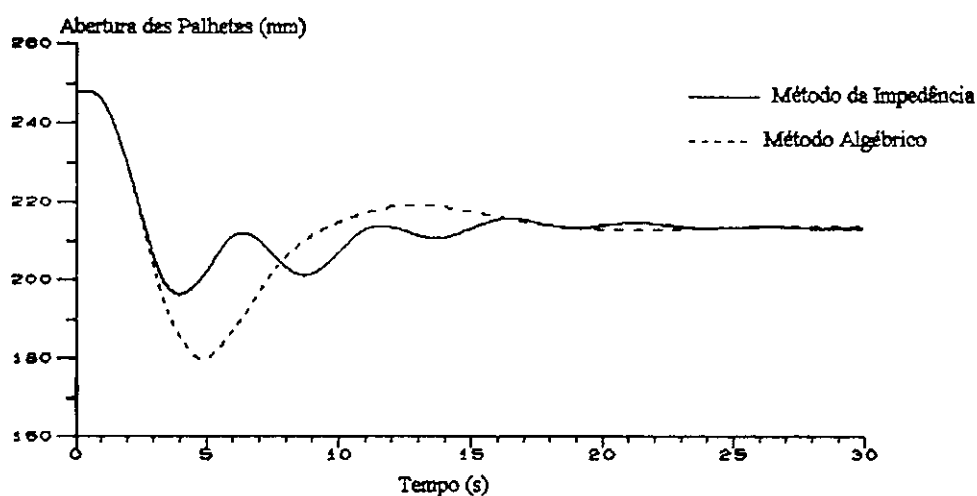


Gráfico-12 Curvas de oscilações da posição das palhetas do distribuidor obtidas pelos métodos Algébrico e da Impedância linear, utilizando-se o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste CHESF.

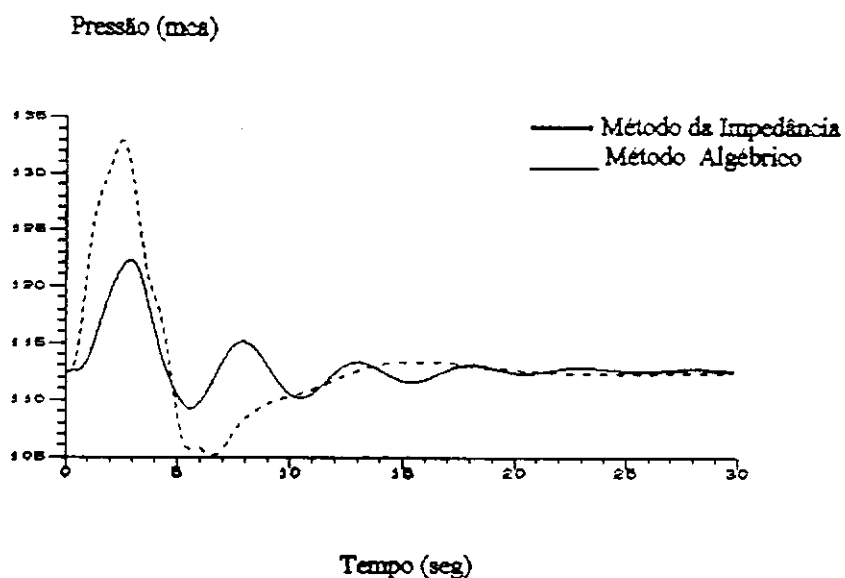


Gráfico-13 Curvas de oscilações das pressões, calculadas junto da caixa espiral utilizando-se os métodos Algébrico e da Impedância, em conjunto com o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.

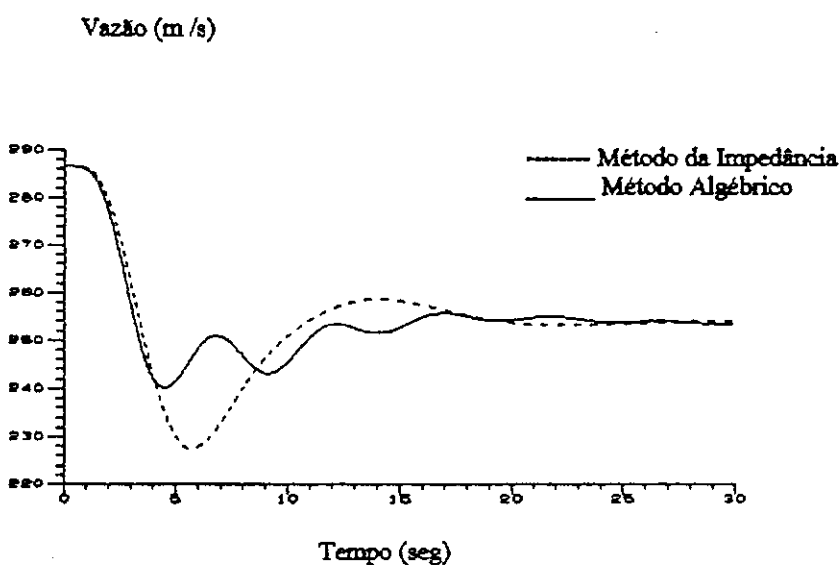


Gráfico-14 Curvas de oscilações das vazões, calculadas junto da caixa espiral utilizando-se os métodos Algébrico e da Impedância em conjunto com o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.

Potência Mecânica (MW)

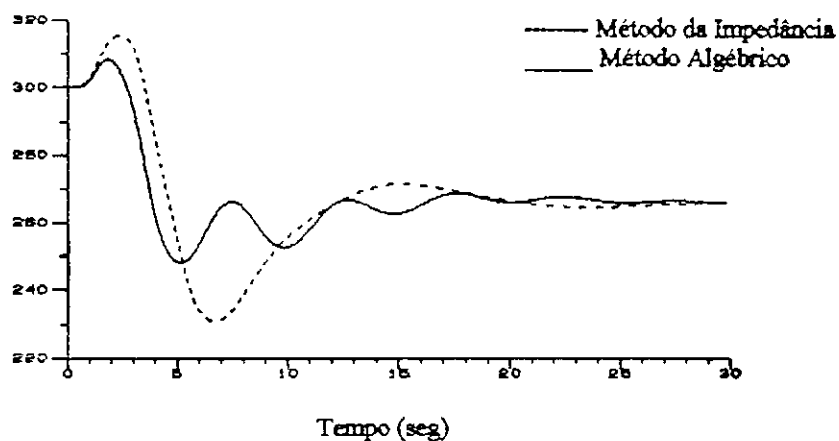


Gráfico-15 Curvas de oscilações das potências mecânicas, calculadas junto da caixa espiral utilizando-se os métodos Algébrico e da Impedância em conjunto com o programa digital de estabilidade para uma rejeição de carga de 23% (419 MW) ocorrida na barra 17 do subsistema oeste da CHESF.

6. CONCLUSÃO

O presente trabalho apresentou dois modelos não-lineares para modelagem dinâmica de turbinas hidráulicas baseado nas soluções das equações características desenvolvidas por Streeter (1971) utilizado para simular os transitórios hidráulicos em tubulações forçadas.

Os métodos das Características e Algébrico foram aplicados na modelagem dinâmica de turbinas hidráulicas e os resultados obtidos foram comparados com o método da Impedância linear adotado pelo IEEE [Sampaio, 1989]. O modelo linear adotado pelo IEEE para modelagem dinâmica de turbinas hidráulicas conduz a valores elevados de pressão e potência mecânica seja nos casos de pequenas ou grandes perturbações no sistema de potência [Mello, 1992]. Mello(1992) comparou os modelos linear e não-linear baseados no método da Impedância para simulação de turbinas hidráulicas para pequenas e grandes perturbações e verificou que o modelo não-linear conduz a valores de potência mecânica inferiores ao modelo linear baseado no método da Impedância.

Os métodos das Características e Algébrico quando aplicados na modelagem dinâmica de turbinas hidráulicas, conduzem a valores de pressão e potência mecânica inferiores aos obtidos pelo modelo linear adotado pelo IEEE . E, devido aos resultados experimentais e aos resultados obtidos pôr Mello(1992), quando comparou os modelos linear e não-linear adotados pelo IEEE, conclui-se que o atual modelo linear utilizado para modelagem de turbinas hidráulicas desenvolvido no programa digital de estabilidade pode ser satisfatoriamente substituído pelo modelo não-linear baseado no método das Características

Os métodos das Características e Algébrico foram aplicados aos casos de rejeição total da carga e os resultados obtidos foram comparados com os experimentais. A diferença máxima de sobrepressão obtida entre os valores experimentais e os calculados utilizando-se o método das Características foi de 5.52% e 9.60% para o método Algébrico. Conclui-se que os valores de sobrepressão obtidos para os casos extremos de rejeição total da carga estão próximos dos valores experimentais, assim como as curvas de oscilações da pressão, como mostram os gráficos (1,2,3 e 4).

Os métodos das Características e Algébrico apresentaram diferenças entre os valores teóricos e experimental, no caso de rejeição total da carga após o fechamento completo das palhetas do distribuidor. Os valores da pressão calculados junto da caixa espiral, após o tempo de fechamento, diferenciou dos valores obtidos experimentalmente, pôr isso, na simulação, o tempo de simulação foi igual ao tempo de fechamento das palhetas do distribuidor. Mello(1992) chegou a mesma conclusão para o método da Impedância.

7. BIBLIOGRAFIA

Assy, Tufi Mamede. " Método de Resolução dos Escoamentos em Regime Transitório ", *Revista Brasileira de Tecnologia - RBT*, vol. 6, nº3, Setembro de 1975.

Becerril, E. " Hidrodinâmica " , *Publicaciones de La Escuela de Caminos , Canales y* ,Ed. Dossat S.A. Madrid , 1960.

Companhia Hidroelétrica do São Francisco-CHESF, "Relatório 5929.a ", *Usina Hidroelétrica de Paulo Afonso IV, Ensaio de Comissionamento das Máquinas 14 e 15*. 01/12/1979.

Francis, J.R.D., " Fluid Mechanics for Engineering Students " , Ed. Edward Arnold Ltd, London, 1958.

Galler, Bernard A. e Westervelt, Frank H., "The Digital Computer for Fluid-flow Calculations " , *Handbook of Fluid Dynamics*, ed. McGraw-Hill, 1ªed., secção-25, 1961.

Macintyre, Archibald Joseph, " Bombas e Instalações de Bombeamento, Ed. Guanabara Dois S.A., Rio de Janeiro, 1980.

Macintyre, Archibald Joseph., " Máquinas Motrizes Hidráulicas " ,Ed. Guanabara Dois S.A., Rio de Janeiro, 1983.

Mello, F. P. de, " Dinâmica e Controle da Geração " , Tradução de Almoraci S. Algarve e João M. Soares. 2. ed. Santa Maria, Edições UFSM, 1983.

Mello F. P., Robbie R. J, " Hydraulic Turbine and turbine Control models for System Dynamic Studies., *Transaction on Power Systems*, Vol.1, Nº 1, February 1992.

Mota, Wellington Santos., "Notas de Aulas do Curso de Dinâmica das Máquinas", DEE-CCT-UFPB, 1989.

O cálculo dos golpes de ariete nos condutos de recalque , *Revista Técnica Sulzer*, n 1, pág. 22/32- 1955

Paynter, Henry M., " Fluid Transients in Engineering Systems ", *Handbook of Fluid Dynamics*, Ed. McGraw-Hill, 1ª ed., secção-20, 1961.

Sampaio, Yure Neves. " Equivalente Dinâmico de Sistemas de Potência em Estudos de Estabilidade de Reguladores de Velocidade *Dissertação de Mestrado* - DEE-CCT-UFPB, 1989.

Santos, José Peixoto dos. " Estudo das Oscilações de Pressão e Velocidade nos Condutos de Recalque ", *Dissertação de Mestrado*, DEC-CCT-UFPB, 1974.

Schreiber, Gerhard Paul., " Usinas Hidrelétricas ", Ed. Edgard Blucher, pág. 149-176, Rio de Janeiro 1977.

Silvestre, Paschoal., " Golpe de Ariete ", *Revista da Escola de Engenharia da UFMG*, Belo Horizonte, 1969.

Smith, J. R., Roubel, J. F., Assessment of Hydroturbine models for Power-Systems Studies., *IEE PROC.*, Vol. 130, Pt. C, Nº 1, January 1983.

Souza, Zulcy de., Fuchs, Rubens Dario., Santos, Afonso Henriques Moreira., "Centrais Hidro e Termelétricas ", *Escola Federal de Engenharia*; Ed. Edgard Blucher, pág. 183-239, MG. 1983

Streeter, Victor Lyle. " Fluid Mechanics ", McGraw-Hill Company, New York, 1971.

Valença, M.J.S., Cavalcante, A.R.T., Oliveira, S.C. " Transitórios
Hidráulicos em Circuitos de Usinas Hidrelétricas ", *XII SNPTEE -Seminário
Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica*, Recife 1993.

8. ANEXOS

Resumo Aprovado

Silva, M.C.A., Mota, W.S., Melo, M., "Transitórios Hidráulicos em Usinas Hidroelétricas para Estudos em Sistemas de Potência ", *XIII- SNTPEE - Seminário Nacional de Transmissão e Produção de Energia Elétrica*, GPH-035; Florianópolis, 01 à 05 de Outubro de 1995.