UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA
Departamento de Engenharia Hidráulica e Sanitária

PEDRO ALVES SILVA

Amortecimento da celeridade de onda em condutos forçados

São Paulo
2006

Pedro Alves Silva

Amortecimento da celeridade de onda em condutos forçados

Dissertação apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção do título de
Mestre em Engenharia hidráulica.

Área de concentração: Engenharia Hidráulica e
Sanitária.

Orientador: Prof. Dr. Podalyro Amaral de Souza

São Paulo

2006

Dedicatória

Dedico este trabalho a meus pais
Francisco Alves Silva e Maria Alves Silva,
a minha esposa Maria Gilda Rezende Alves Silva,
ao meu filho Thiago Rezende Alves Silva e
Aos meus irmãos, irmãs e familiares próximos,
pela compreensão da ausência durante a fase
de desenvolvimento dos estudos.

Agradecimentos

Ao Professor Dr. Podalyro Amaral de Souza, meu orientador, pelo apoio e dedicação que tanto contribuiu, na solução dos problemas surgidos no desenvolver deste trabalho.

Ao Professor Dr. Giorgio Brighetti, que com muita saudade, sentimos a perda da pessoa humana e professor, pela dedicação e companheirismo que sempre o fez presente.

Ao Professor Dr. Kokei Uehara, pelo profissionalismo e dedicação ao aluno politécnico, um ícone dos recursos hídricos e meio ambiente nacional.

Ao Professor Dr. Carlos Lloret Ramos, que nos mostrou a importância do transporte de sedimentos nas bacias hidrográficas naturais e nas obras hidráulicas.

Ao Professor Dr. José Rodolfo Scarati Martins, pelo domínio técnico e a dedicação que transformou cada aula em um acontecimento de grande valor no aprendizado das técnicas de quantificação dos recursos hídricos.

Ao Professor Dr. Kikuo Tamada, pelo apoio e orientação nos primeiros instantes do ingresso ao curso de pós – graduação.

Ao Professor Dr. Milton Tomoyuki Tsutiya, pela disponibilidade e apoio no esclarecimento de vários assuntos relacionados ao saneamento básico.

Ao Professor Francisco Martins Fadiga, pela participação e orientação técnica no processo de qualificação deste trabalho.

Ao colega Eng. James Shiromoto, pelo apoio esclarecimentos sobre o sistema produtor Guarapiranga.

Ao colega Eng. Cláudio Rodrigues, pelo apoio e sempre disponível para discutir as questões relacionadas com a simulação e modelagem matemática no software KY PIPER.

Ao colega Luiz Henrique, pela disposição e ajuda na localização da bibliografia relacionada a este trabalho.

Ao colega Eng. Arnaldo Boa Sorte, pelo apoio e incentivo que o fez presente no decorrer do período de desenvolvimento deste trabalho.

Ao colega Eng. Márcio Gonçalves de Oliveira, pelo apoio sempre que precisei sair no horário de trabalho, para consultas técnicas com meu orientador Professor Dr. Podalyro Amaral de Souza.

A SABESP Companhia de Abastecimento Básico do Estado de São Paulo, pela disponibilização de material técnico e fotos relacionadas com o tema tratado neste trabalho.

Aos colegas da turma de mestrado de 2002: Luiz, Ricardo, Michele, Elizandra, Walter, João, Bosco, Thiago, Patrícia, pelo companheirismo e ajuda mútua nas matérias de qualificação.

“A imaginação é mais importante do que o saber”

ALBERT EINSTEIN

Cientista alemão (1879 – 1955)

Resumo

SILVA, P. A. **Amortecimento da celeridade de onda em condutos forçados**. 2006. 116 p. Dissertação de Mestrado – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo.

Os projetos de redes hidráulicas dimensionam a capacidade de vazão e pressão para atender a uma demanda e prever a resistência necessária para garantir a estabilidade da instalação. Os esforços solicitantes não deverão ultrapassar as resistências estruturais, mantendo-se um coeficiente de segurança que garanta a estabilidade, mesmo nos casos de falhas operacionais. Deve-se proceder à simulação hidráulica tanto para o regime permanente quanto para o regime transitório. Na fase operacional haverá situações transitórias ocasionadas por manobras intencionais ou falhas não previstas que provocarão mudanças do regime permanente para o regime transitório, cuja variação de carga é diretamente proporcional à velocidade de propagação da onda ou celeridade e, dependendo da intensidade do transitório hidráulico, haverá a necessidade de instalar dispositivos de proteção de redes. A concepção dos dispositivos de proteção baseia-se na dissipação do fenômeno transitório por meios de descargas, amortecimento em câmaras de ar comprimido e por reservatórios intermediários que absorvem e suprem os picos de pressão e vazão no início da perturbação, de tal forma que a onda de pressão seja controlada. A celeridade, por sua vez, é função das características do meio fluido, do material da tubulação e da geometria. Ao provocar uma mudança na compressibilidade do meio fluido, tem-se redução no coeficiente de compressibilidade volumétrico da mistura fluida que vai ocasionar uma redução na velocidade de propagação da onda ou celeridade, amortecendo o impacto da variação de carga para níveis que possam ser absorvidos pela instalação. Esta dissertação aborda um dispositivo de redução da velocidade de propagação ou celeridade que pode ser usado como proteção de redes hidráulicas ou atenuador de celeridade, que junto com outros dispositivos e associados em série, distribuídos ao longo da tubulação, podem absorver os excessos de pressão e vazão gerados pelos transitórios e manter os esforços solicitantes inferiores à resistência oferecida pela instalação.

Palavras-chave: Projetos hidráulicos. Transitórios hidráulicos. Celeridade de onda. Dispositivos de proteção de redes hidráulicas.

Abstract

SILVA, P.A. **Wave speed cushioning in forced conduit**. 2005. 116 p. Dissertação de Mestrado – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo

The projects of hydraulic networks define the capacity of outflow and pressure to meet a demand and to achieve the necessary resistance to guarantee the installation stability. The applied loading must not exceed structural resistance, there remaining a safety coefficient which guarantees the stability even in case of operational failure. The hydraulic simulation must be performed both for permanent and transitory regime. In the operational phase, there will be transitory situations caused by intentional maneuvers or unpredicted failures which will cause changes from permanent to transitory regime, with changes in load directly proportional to the propagation speed of the wave or celerity and, depending on the intensity of the hydraulic transient, it will be necessary to provide devices for the network protection. The conception of protection devices is based on the transient phenomena dissipation by means of discharges, shock absorption in air compressed chambers and though intermediate reservoirs, which absorb and supply the outflow and pressure peaks in the beginning of the disturbance. This dissertation approaches a device so that the pressure wave is controlled. The celerity, in its turn, is a function of the fluid characteristics, the network material and geometry. Provoking a change in the mean fluid compressibility there is a reduction in the volumetric compressibility coefficient and also in the specific mass of the mixture, which will cause a reduction in the speed of propagation of the wave or celerity, cushioning the impact of the pressure head variation to a level that can be absorbed by the installation. Therefore, the reduction in the speed of propagation or celerity can be used as a protection device for hydraulic nets, or celerity attenuation, which together with other devices, associated in series and distributed along the duct may absorb the excess of pressure and outflow generated by the transitory and keep the applied loading inferior to the resistance supplied by the installation.

Keywords: Hydraulic project. Hydraulic transitory. Wave speed. Hydraulics pipe networks protection devices.

Lista de símbolos

Símbolo	Descrição	Unidade
A	Área	m^2
a	Celeridade	m/s
$\bar{a}$	Celeridade média (água, polímero e ar)	m/s
a_m	Celeridade média (água, ar)	m/s
c	Relação $s_o/(S_o - s_o)$	-
D	Diâmetro da tubulação principal	m
D_c	Diâmetro do conduto	m
d	Diâmetro do elemento elástico	m
E	Módulo de elasticidade do material da tubulação	N/m^2
e	Espessura das paredes da tubulação	m
f	Fator de atrito da tubulação	-
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
H	Carga na tubulação	$m.H_2O$
ΔH	Variação de carga	$m.H_2O$
K	Módulo de elasticidade volumétrico	Pa
K_l	Módulo de elasticidade volumétrico do líquido	Pa
K_m	Módulo de elasticidade volumétrico da mistura	Pa
K_g	Módulo de elasticidade volumétrico do gás	Pa
K_p	Módulo de elasticidade volumétrico do polímero	Pa
K_{ar}	Módulo de elasticidade volumétrico do ar	Pa
$\bar{K}$	Módulo de elasticidade volumétrico médio	Pa
L	Comprimento	m
M	Massa	kg
M_m	Massa da mistura	kg
M_l	Massa do líquido	kg
M_g	Massa do gás	kg
m	M_g/V	kg/m^3
p	Pressão	Pa

Símbolo	Descrição	Unidade
P_s^*	Pressão de saturação absoluta	Pa
P^*	Pressão absoluta	Pa
p_o	Pressão inicial	Pa
Δp	Variação de pressão	Pa
Q	Vazão	m^3/s
Q_o	Vazão inicial	m^3/s
R	Constante dos gases	$(atm.l/mol.K)$
S	Solubilidade	-
S_o	Seção inicial do tubo principal	m^2
s_o	Seção inicial do tubo redutor de celeridade	m^2
T	Temperatura absoluta	K
t	Tempo	s
t_o	Instante inicial	s
Δt	Intervalo de tempo	s
V	Volume	m^3
V_o	Volume inicial	m^3
V_m	Volume da mistura	m^3
ΔV	Variação de volume	m^3
V_l	Volume do líquido	m^3
V_g	Volume do gás	m^3
V_c	Volume do conduto	m^3
V'_g	Volume de gás dissolvido a uma pressão absoluta	m^3
γ	Peso específico	Pa
$\bar{\gamma}$	Peso específico médio	Pa
x	Comprimento	m
Δx	Elemento de comprimento	m
ε	Deformação elástica	-
ρ	Massa específica	kg/m^3

Símbolo	Descrição	Unidade
ρ_m	Massa específica da mistura	kg/m ³
ρ_l	Massa específica do líquido	kg/m ³
ρ_g	Massa específica do gás	kg/m ³
$\bar{\rho}$	Massa específica média	kg/m ³
τ	trabalho	N.m
σ	Tensão	Pa
$\Delta\sigma$	Variação de tensão	Pa
ψ	Coeficiente de vínculo da tubulação	-
α	Relação entre volumes	-
Σ_o	Seção efetiva ($S_o - s_o$)	m ²
μ	Coeficiente de Poisson	-

Lista de abreviaturas e siglas

ABV	Alto da Boa Vista
BERMAD	Indústria de Válvulas Antigolpe de Ariete
BUGATTE	Indústria de Válvulas de Admissão e expulsão de ar
EEAB	Estação Elevatória de Água Bruta
EEAT	Estação Elevatória de Água Tratada
ETA	Estação de Tratamento de Água
MLEA	Metropolitana Leste Engenharia de Água
RD	Reservatório de Distribuição
RHO	Reservatório Hidropneumático
SABESP	Companhia de Saneamento Básico do Estado de São Paulo
TAU	Tanque Alimentador Unidirecional
TORRE	Reservatório Elevado
VALLOY	Indústria de Válvulas Antigolpe de Ariete
WEG	Indústria de Inversores de Frequência

Lista de figuras

Figura 01 – Perfil esquemático de uma instalação hidráulica com chaminé de equilíbrio.....	25
Figura 02 – Perfil esquemático de uma instalação com tanque alimentador unidirecional	27
Figura 03 – Perfil esquemático de uma instalação de bombeamento com RHO.....	29
Figura 04 – Perfil esquemático de uma instalação hidráulica com volante de Inércia.....	31
Figura 05 – Conjunto motor-bomba equipado com Volante de Inércia.....	32
Figura 06 – Esquema básico de funcionamento de uma ventosa.....	37
Figura 07 – Válvula de admissão e expulsão de ar para grandes adutoras.....	38
Figura 08 – Separação e rejuntamento da coluna líquida em pontos altos de tubulação por consequência de subpressões causadas por transitórios hidráulicos.....	47
A figura 09 – Celeridade de onda para mistura ar-água em tubo elástico para vários níveis de pressão.....	49
A figura 10 – Celeridade de onda para mistura ar-água em tubo rígido para vários níveis de pressão.....	50
Figura 11 – Disposição esquemática do dispositivo atenuador de celeridade no interior da tubulação principal.....	51
Figura 12 – Esquema da instalação para verificação da elasticidade da mangueira.....	53
Figura 13 – Cálculo da celeridade (a') em função da variação percentual C.....	56
Figura 14 – Resultado do ensaio SEM dispositivo atenuador de celeridade.....	57
Figura 15 – Resultado do ensaio COM dispositivo atenuador de celeridade.....	57
Figura 16 – Resultados obtidos nos ensaios COM e SEM atenuador de celeridade.....	58

Lista de figuras

Figura 17 - Tensão de deformação elástica transversal e longitudinal em uma tubulação de seção circular.....	61
Figura 18 - Tubulação com deformação restrita em um dos extremos.....	63
Figura 19 - Tubulação com deformação restrita nos dois extremos.....	64
Figura 20 - Tubulação com deformação livre nos dois extremos.....	65
Figura 21 – Deformação do tubo elástico com acréscimo de pressão Δp	67
Figura 22 – Velocidade da onda de pressão pela variação percentual de ar contido na água.....	73
Figura 23 – Variação da celeridade de onda com a variação percentual de ar contido na água	76
Figura 24 – Posição da ancoragem do tubo elástico na tubulação principal.....	77
Figura 25 – Variação percentual de perda de carga em função da variação do diâmetro do tubo elástico.....	80
Figura 26 – Acréscimo da perda unitária (m/km) com a variação de vazão em um tubo principal de 500mm e um tubo elástico de 27mm com relação volumétrica de 0,3%.....	81
Figura 27 – Acréscimo da perda unitária (m/km) com a variação de velocidade em um tubo principal de 500mm e um tubo elástico de 27mm com relação volumétrica de 0,3%.....	82
Figura 28 - Esquema do Sistema Produtor Guarapiranga, desde a captação até a ETA.....	86
Figuras 29 – Válvula de admissão e expulsão de ar – ventosa	96
Figura 30 – Esquema da Interligação dos RHOs esféricos na adutora.....	98
Figura 31 – Perfil topográfico da adutora (EEAB – Guarapiranga → ETA – ABV).....	103
Figura 32 – Simulação da 8.ª adutora do sistema Guarapiranga – ABV/SABESP.....	104

Lista de figuras

Figura 33 - Simulação da 8. ^a adutora do sistema Guarapiranga – ABV/SABESP. Fonte: SABESP.....	104
Figura 34 – Instalação protegida com RHO de 1000m ³ instalado na saída do barrilete de recalque das bombas.....	105
Figura 35 – Simulação com dois (02) RHOs totalizando 1000m ³ na adutora Guarapiranga. Fonte: SABESP.....	106
Figura 36 – Simulação com atenuador de celeridade com $\alpha = 0,8\%$ (relação entre os volumes de ar e água por metro linear da adutora).....	106
Figura 37 - Simulação com atenuador de celeridade com $\alpha = 0,8\%$ (relação entre os volumes de ar e água por metro linear da adutora) e um TAU instalado nas proximidades da ETA, ultimo tubo de jusante da adutora.....	107
Figura 38 – Variação da celeridade com a variação percentual do ar contido da tubulação principal $\alpha = (d / D)^2$, para a faixa de diâmetros entre 300 e 2500mm.....	108
Figura 39 – Envoltórias de máximas e mínimas pressões para um golpe de Aríete.....	108
Figura 40 – Variação da pressão a montante da válvula com celeridade de 1000m/s.....	109
Figura 41 – Envoltória de máximas pressões para uma celeridade de 150 m/s.....	109
Figura 42 - Variação da pressão a montante da válvula, tubulação em aço com atenuador de celeridade de 150m/s.....	110
Figura 43 – Envoltória de pressão máxima para tubulação de 500mm em aço, celeridade de 150m/s, extensão 1000m e velocidade de 2,54 m/s.....	111

Figura 44 - Variação da pressão a montante da válvula, tubulação de 500mm e celeridade de 150m/s.....	111
Figura 45 – Estação de calibração, manutenção e monitoramento do dispositivo atenuador de celeridade.....	113
Figura 46 – Tubo atenuador de celeridade.....	113
Figura 47 – Conecções de montagem do tubo atenuador.....	114

Lista de fotos

Foto 01 – Chaminé de equilíbrio da adutora de 2500mm de diâmetro do Sistema Produtor Alto Tietê, trecho entre a ETA Alto Tietê e o reservatório de distribuição (RD)	26
Foto 02 – TAU construído em concreto, instalado na saída do barrilete de recalque da elevatória de água tratada (EEAT) - ETA Alto Tietê. (Adutora de 2500mm).....	28
Foto 03 – TAU construído em aço, instalado em um trecho convexo próximo ao recalque da EEAT do sistema Itaquá – Arujá (Adutora de 900mm).....	28
Foto 04 – TAU construído em aço. Trecho convexo, Interior de São Paulo.....	28
Foto 05 – Reservatório hidropneumático (RHO) do sistema produtor Guarapiranga – Alto da Boa Vista (ABV), zona sul de São Paulo. Fonte: SABESP.....	30
Foto 06 – Estação de bombeamento operando com Volante de Inércia. Fonte: SABESP.....	33
Foto 07 – Válvula antecipadora de golpe de aríete ou válvula antigolpe. Fonte: Catálogo BERMAD, 1997.....	34
Foto 08 - Estação de bombeamento equipada com “Válvulas Anti Belier – Blondelets” de origem francesa. Fonte: SABESP.....	35
Foto 09 - Descarga com duas válvulas antigolpe Blondelets. Fonte: SABESP.....	36
Foto 10 – Válvula de admissão e expulsão de ar (ventosa). Fonte: Catálogo VALLOY.....	38
Foto 11 – Inversor de frequência - Variação da rotação. Fonte: Inversores WEG.....	40
Foto 12 – Chave Soft-starter – Limitação da corrente de partida. Fonte: Inversores WEG.....	41
Foto 13 – Mangueira de borracha instalada no interior do tubo rígido na fase de montagem do teste.....	54
Foto 14 – Vista geral da instalação do tubo rígido a partir do reservatório de concreto ao fundo.	54

Lista de fotos

Foto 15 – Vista do dispositivo de fechamento rápido instalado no final da tubulação principal...	54
Foto 16 - Estrutura de tomada seletiva da captação do Sistema Produtor Guarapiranga.....	87
Foto 17 - Vista externa da Caixa de Areia: remoção dos materiais sólidos e areia.....	87
Foto 18 - Vista superior da Caixa de Areia e, ao fundo, a EEAB Guarapiranga Nova.....	88
Foto 19 - EEAB Guarapiranga Nova, ao fundo, a Barragem e o Reservatório Guarapiranga.....	88
Foto 20 - Vista interna da casa de bombas com os seis grupo motor-bomba de 4.000HP.....	88
Foto 21 - Vista de uma das seis bombas centrífugas bipartidas de eixo vertical da EEAB Guarapiranga, com vazão de 11.520m ³ /h e altura manométrica de 74 a 78 mH ₂ O.....	88
Foto 22 - Válvula de retenção de fechamento rápido e obturador de deslocamento axial em poliuretano, instalada no recalque dos Conjuntos motor-bomba.....	90
Foto 23 - Vista geral do RHO de 8m de diâmetro e 24,8m de altura, construído em concreto protendido, onde se podem observar os sinais de carbonatação decorrente de vazamentos de água através do concreto.....	90
Foto 24 - Vista do vazamento existente junto à base do RHO.....	94
Foto 25 – Vista do ponto de vazamento, onde se vê, também, a presença de óxido de ferro na água.....	94
Foto 26 – Base metálica do primeiro vaso esférico.....	99
Foto 27 – Montagem do primeiro vaso esférico.....	99
Foto 28 – Estrutura principal do primeiro vaso concluída.....	99
Foto 29 – Início da montagem do segundo vaso esférico.....	99
Foto 30 – Montagem do segundo vaso esférico.....	99

Lista de fotos

Foto 31 – Estrutura principal do segundo vaso concluída.....	99
Foto 32 – Proteção térmica.....	99
Foto 33 – Vista interna.....	99
Foto 34 – Esfera concluída.....	99
Foto 35 – Reservatório Hidropneumático (RHO), concluído. Fonte: SABESP.....	100

Lista de tabelas

Tabela 1 – Valores da celeridade de onda para a relação $(V_{ar}/V_{água}) = 1\%$	72
Tabela 2 – Características físicas dos materiais envolvidos	74
Tabela 3 – Cálculo das celeridades para as equações (39) e (47): a_m e $\bar{a}$	75
Tabela 4 – Características da estação elevatória de água do Guarapiranga EEAB.....	101
Tabela 5 - Dados dos ramais das duas esferas do RHO – Guarapiranga.....	101
Tabela 6 - Dados da câmara ou tanque.....	102
Tabela 7 – Dados do barrilete.....	102
Tabela 8 – Dados da adutora.....	102

Sumário

1. Introdução	20
2. Justificativa	23
3. Objetivos	43
4. Análise da literatura	44
5. Desenvolvimento teórico de modelo	59
5.1 Tubulação elástica de parede fina	63
5.2 Tubulação elástica de parede espessa.	66
5.3 Modelo do módulo de elasticidade volumétrico da mistura	67
5.4 Modelo da massa específica	69
5.5. Verificação da influência do coeficiente de vínculo neste caso.	70
5.6 Resolução numérica do modelo e comparação dos resultados com experiências existentes na literatura	71
6. Perda de carga gerada pela presença do tubo elástico na tubulação principal	77
7. Teste comparativo com RHO de uma instalação real em operação.	84
7.1. Descrição da instalação real em operação	84
7.2. Simulação hidráulica do projeto real	101
8.0. Verificação da capacidade de redução do golpe de Aríete pelo tubo atenuador com a variação do diâmetro da tubulação principal.	107
9.0. Conclusão e Sugestões.	112
10.0. Referências bibliográficas	115

Amortecimento da celeridade de onda em condutos forçados

1. Introdução

Nos projetos de instalações hidráulicas, na primeira fase, são consideradas apenas as condições do regime permanente, vazão e pressão permanecem constantes ao longo do tempo, bem como os consumos e as variações nos níveis dos reservatórios. Na segunda fase, deve-se observar que uma instalação hidráulica é um sistema dinâmico e suas condições de funcionamento determinam suas variáveis ao longo do tempo. Devido a isso, um projeto adequado passa por verificações das respostas temporais em suas variáveis hidráulicas, a fim de evitar situações indesejáveis, tais como: pressões excessivamente altas ou baixas, fluxo inverso, movimento ou vibrações das tubulações. A variação brusca do comportamento dinâmico de uma instalação é denominada de transitório e ocorre por mudanças no regime permanente, tendo diferentes causas: manobras operacionais com válvulas, variações no consumo, variações nos níveis dos reservatórios, partida ou parada de conjunto motor-bomba e outras causas externas. Sobre algumas situações que provocam os transitórios hidráulicos, os projetistas e operadores podem ter o controle: partida e parada dos conjuntos motor-bomba e fechamentos e aberturas de válvulas, sobre outras, tais como o corte no fornecimento elétrico, rompimento de tubulações e alterações no consumo não se tem controle, nesses casos, surgem as situações transitórias. Os transitórios podem ser definidos pela rapidez e intensidade com que ocorrem e podem ser lentos ou rápidos:

□ Transitórios lentos ou teoria do Modelo Rígido

São produzidos por variações lentas nas condições de funcionamento de uma instalação hidráulica, tais como: variações no consumo, alterações no nível do reservatório, fechamentos

e aberturas lentas de válvulas, com tempo característico $t > 2L/a$, onde “ t ” é o tempo gasto no fechamento da válvula ou duração da perturbação, “ L ” é o comprimento da tubulação e “ a ” a celeridade de onda. Para estudar esses transitórios, consideram-se as hipóteses de um fluido incompressível e uma tubulação rígida, pois a intensidade do pulso de pressão gerado por essas variações não é grande o suficiente para afetar as características físicas originais do fluido e da tubulação.

□ Transitórios rápidos, teoria do modelo elástico ou Golpe de Ariete

São produzidos por variações rápidas ($t < 2L/a$) nas condições de funcionamento das instalações hidráulicas, tais como: fechamento rápido de válvulas, desligamento de conjuntos motor-bomba e rompimentos de tubulações. Para estudar esse tipo de transitório, não será possível manter as mesmas hipóteses de um fluido incompressível e uma tubulação indeformável, pois haverá variações na massa específica do fluido e deformações na tubulação devidas às alterações de pressão e vazão, que passam a exercer papel fundamental na descrição do fenômeno (RIVAS; SÁNCHEZ, 2004).

O Golpe de Ariete pode, de fato, modificar as condições de funcionamento, que se transmitirá com uma velocidade finita a toda instalação, e as variáveis hidráulicas, altura piezométrica e velocidade em cada ponto da instalação passam a ser matematicamente expressas como uma função da posição “ x ” e do tempo “ t ”. Para uma tubulação de seção constante “ A ” e comprimento “ L ”, a altura piezométrica $H(x,t)$ e a vazão $Q(x,t)$ em um ponto da instalação estão relacionadas pelas equações da conservação da massa e da quantidade de movimento, aplicadas ao escoamento em condutos forçados:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g.A} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (\text{Equação da conservação da massa}) \quad (01)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + g.A.\frac{\partial H}{\partial x} + f.\frac{Q|Q|}{2.D.A} = 0 \quad (\text{Equação da quantidade de movimento}) \quad (02)$$

A solução desse sistema de equações diferenciais não pode ser feita de forma analítica. Sua solução numérica é feita, usualmente, com base no método das características, devido a uma série de vantagens em termos de convergência e estabilidade da solução (WYLIE; STREETER, 1993).

Para visualização do fenômeno, observa-se a fórmula do pulso de pressão de (JOUKOWSKY, 1898) ocasionado por uma variação na velocidade " ΔV " em uma tubulação de característica " a " resultando em:

$$\Delta H = \pm \frac{a.\Delta V}{g} \quad (\text{JOUKOWSKY, 1898}) \quad (03)$$

A equação (03) expressa a variação de carga " ΔH " por consequência de uma variação brusca na velocidade do fluido. Observa-se que a variação de carga é diretamente proporcional à celeridade de onda " a ", o que permite considerar que uma diminuição no valor da característica " a " provocará redução imediata no valor da variação de carga " ΔH ". Essa conclusão tem sido objeto de pesquisas na busca de uma solução prática, utilizando materiais que proporcionem modificações nas características do meio fluido, tal que resulte na diminuição do valor da celeridade de onda (atenuador de celeridade) que, associada a um meio de controle, possa ser aplicada nos projetos hidráulicos como dispositivo de proteção contra o Golpe de Aríete.

2. Justificativa

O desafio aos projetistas das instalações hidráulicas é estabelecer condições seguras para a operação dos equipamentos (manobras): início e parada de operação de bombas ou turbinas, fechamento e aberturas em válvulas de controle e, ainda, manter os transitórios gerados pelas variações de pressão e vazão em níveis compatíveis com a resistência estrutural da rede hidráulica. Os processos de cálculos desenvolvidos para determinar as pressões extremas que ocorrem em toda extensão da rede hidráulica vão indicar se há a necessidade da instalação de dispositivos de proteção. As instalações dos dispositivos são caras e incorporam grandes quantias em custos de instalação, operação e de manutenção (CHAUDHRY, 1987).

Esta dissertação busca uma solução menos cara para a construção de um dispositivo mais simples, que reduza os custos de instalação e manutenção e proporcione proteção de rede em níveis comparáveis com os dispositivos atuais, através da redução do coeficiente de compressibilidade elástica em trechos de tubulação “rígida”. Os dispositivos de proteção de redes mais utilizados são:

- ❑ Chaminé de equilíbrio;
- ❑ Tanque alimentador unidirecional;
- ❑ Reservatório hidropneumático;
- ❑ Volante de inércia para conjunto motor-bomba;
- ❑ Válvula de controle antigolpe;
- ❑ Válvulas de admissão e expulsão de ar (ventosas);
- ❑ Sistema de variação de rotação nos conjuntos motor-bomba.

Serão descritas, a seguir, as principais aplicações dos dispositivos acima, para uma melhor visualização das vantagens e desvantagens em suas aplicações.

□ Chaminé de equilíbrio

A chaminé de equilíbrio é um reservatório intermediário construído em concreto ou aço, que contém água e é alimentado por uma tubulação composta de válvula de controle e dissipadores de energia do tipo orifício. Os dissipadores de energia são construídos de forma tal que provoquem grande perda de carga na entrada e pequena perda de carga na saída para a rede hidráulica, permitindo, dessa forma, um enchimento lento e uma descarga rápida com flutuação do nível em função da variação de pressão na rede. Tem sua aplicação nos dutos que alimentam as turbinas nas usinas hidroelétricas e nas redes adutoras de água, sua função é absorver ou suprir vazões e pressões nas fases de regime transitório das redes: partidas e paradas de turbinas ou bombas hidráulicas. Por estar no trecho intermediário da tubulação, entre a bomba ou turbina e o reservatório, a chaminé é projetada para transformar transitórios rápidos em transitórios lentos que possam ser absorvidos pela instalação hidráulica. A instalação da chaminé de equilíbrio está associada a identificação de condições econômicas que dependem do perfil topográfico da rede hidráulica para evitar que uma construção muito alta, deve-se observar pontos topográficos que se aproximem do plano de carga efetivo do reservatório mais alto ou da linha piezométrica da estação de bombeamento no regime permanente, esta condição será utilizado como referência de flutuação para mais e para menos nas fases de transitórios hidráulicos, por isso são instaladas nos pontos altos do trecho da rede hidráulica para conseguir alturas de chaminé mais baixa possível e assim evitar custos adicionais na construção. A figura 01 apresenta, esquematicamente, o perfil de um sistema hidráulico com uma estação de bombeamento, perfil do terreno, linha piezométrica do regime permanente e as envoltórias de pressões máximas e mínimas das linhas piezométricas em regime transitório, com e sem chaminé de equilíbrio.

Figura 01 – Perfil esquemático de uma instalação hidráulica com chaminé de equilíbrio.

Fonte: Adaptado de TSUTIYA, 2004.

- Vantagens

As principais vantagens da chaminé de equilíbrio consistem na redução das envoltórias máximas e mínimas, em não consumir energia elétrica e em sua baixa manutenção.

- Desvantagens

As principais desvantagens da chaminé de equilíbrio estão associadas ao custo de construção elevado e à viabilidade econômica depender da proximidade da linha piezométrica com o perfil topográfico da rede.

A Foto 01 mostra uma chaminé de equilíbrio em operação, instalada na adutora de água tratada da estação de tratamento de água do Alto Tietê, trecho entre a ETA e o reservatório de distribuição (RD). Essa chaminé possui 8 metros de diâmetro e 24 metros de altura, opera como dispositivo de proteção de uma adutora construída em aço com 2500mm de diâmetro.

Foto 01 – Chaminé de equilíbrio da adutora de 2500mm de diâmetro do Sistema Produtor Alto Tietê, trecho entre a ETA Alto Tietê e o reservatório de distribuição (RD). Fonte: SABESP, 2005.

❑ Tanque Alimentador Unidirecional (TAU)

O tanque alimentador unidirecional (TAU) é um reservatório construído em concreto ou aço, contém água e é alimentado por uma tubulação controlada por bóia ou válvula de altitude e válvula tipo borboleta ou gaveta para isolamento e manutenção. O TAU descarrega na rede em casos de desligamento de bombas ou rompimentos de redes que cause pressões inferiores ao seu nível máximo de funcionamento. É utilizado como dispositivo de proteção de redes hidráulicas. Tem sua aplicação em estações de bombeamento para evitar baixas pressões na rede. E em casos de desligamento das bombas, alimenta a rede e evita a separação de coluna líquida e colapso por depressão excessiva. Sua proteção está destinada a trechos específicos da rede hidráulica, geralmente, em trechos convexos, e não atua na redução da envoltória

máxima do regime transitório. A válvula de retenção instalada no barrilete do TAU não permite o fluxo da água para dentro do reservatório e a alimentação do TAU é feita por um tubo que, se comparado com a descarga, é relativamente pequeno, e não alivia a compressão máxima da rede hidráulica.

A Figura 02 apresenta, esquematicamente, o perfil de um sistema hidráulico com estação de bombeamento, perfil do terreno, linha piezométrica do regime permanente e as envoltórias máximas e mínimas das linhas piezométricas em regime transitório, com e sem TAU. São muito utilizados na proteção de redes contra colapso, em trechos localizados, e funcionam como complemento de outros dispositivos de proteção ao longo das adutoras de grande extensão (TSUTIYA, 2004).

Figura 02 – Perfil esquemático de uma instalação com tanque alimentador unidirecional (TAU). Fonte: Adaptado de TSUTIYA, 2004

- Vantagens

As principais vantagens do TAU é o controle da envoltória de mínima pressão para evitar colapso na rede e não consumir energia elétrica.

- Desvantagens

As principais desvantagens do TAU estão relacionadas com o custo elevado da construção, com o controle apenas da envoltória de mínima pressão, com a proteção apenas de trechos específicos da rede e com a manutenção de bóia ou válvula controladora de nível.

As Fotos 02, 03 e 04 mostram três instalações hidráulicas com dispositivo de proteção TAU diferentes: a Foto 02 mostra o TAU da EEAT – Alto Tietê, construído em concreto e geometria prismática, proteção combinada com a chaminé de equilíbrio da Foto 01, em operação na adutora de 2500mm do sistema Alto Tietê. A Foto 03, em primeiro plano, mostra um TAU construído em aço que opera como proteção da adutora de 900mm do sistema Itaquá – Arujá; em segundo plano observa-se o reservatório elevado (Torre), da zona alta de Itaquaquecetuba, e, finalmente, a Foto 04 mostra a instalação de um TAU em aço de uma adutora da SABESP no interior de São Paulo.

Foto 02 – TAU construído em concreto, instalado na saída do barrilete de recalque da elevatória de água tratada (EEAT) - ETA Alto Tietê. (Adutora de 2500mm).	Foto 03 – TAU construído em aço, instalado em um trecho convexo próximo ao recalque da EEAT do sistema Itaquá – Arujá (Adutora de 900mm).	Foto 04 – TAU construído em aço. Trecho convexo, Interior de São Paulo.

Fotos 02, 03 e 04 – Tanques Alimentadores Unidirecionais em diferentes instalações hidráulicas da SABESP. Fonte: SABESP, 2005.

□ Reservatório hidropneumático (RHO)

O reservatório hidropneumático é uma câmara estanque construída em concreto ou aço, que contém água e ar e é alimentado por uma tubulação (barrilete) controlada por placa de orifício diferencial para gerar perda de carga e válvula tipo borboleta (ou gaveta para isolamento e manutenção do RHO). O ar é alimentado por um sistema de compressores elétricos ou por motores a combustão, que mantém o interior do RHO com uma pressão igual à da rede hidráulica no regime permanente fornecido pela bomba. Tem sua aplicação em estações de bombeamento para absorver ou suprir vazões e pressões nas partidas e paradas das bombas hidráulicas, transformando os transitórios rápidos em transitórios lentos. A Figura 03 apresenta, esquematicamente, o perfil de um sistema hidráulico com estação de bombeamento, perfil do terreno, linha piezométrica do regime permanente e as envoltórias de máximas e mínimas pressões das linhas piezométricas em regime transitório, com e sem RHO.

Figura 03 – Perfil esquemático de uma instalação de bombeamento com RHO.

Fonte: Adaptado de TSUTIYA, 2004.

- Vantagens

As principais vantagens do RHO residem no controle das envoltórias máximas e mínimas de pressão e na não dependência do perfil topográfico da rede.

- Desvantagens

As principais desvantagens do RHO ficam por conta do custo elevado da construção, do consumo de energia elétrica e do custo de manutenção do dispositivo e dos equipamentos elétricos de ar comprimido.

A Foto 05 mostra o RHO em operação, instalado na adutora de 2500mm de diâmetro e extensão de 6500 metros, Sistema Produtor Guarapiranga – Alto da Boa Vista (ABV).

Foto 05 - Reservatório hidropneumático constituído de duas esferas de 10,50m de diâmetro.

Foto 05 – Reservatório hidropneumático (RHO) do sistema produtor Guarapiranga – Alto da Boa Vista (ABV), zona sul de São Paulo. Fonte: SABESP, 2005.

□ Volante de Inércia para conjunto motor-bomba

Os volantes de inércia são discos construídos em aço e instalados, através de acoplamentos elásticos, entre o motor e a bomba. São dimensionados para aumentar o momento de inércia do conjunto girante e diminuir a taxa de variação de rotação do conjunto motor-bomba por ocasião de desligamento programado ou falta de energia elétrica. Funciona como retardador do tempo de manobra por meio da limitação na taxa de queda de rotação do conjunto girante em caso de desligamento e provoca partidas suaves por lentidão no início da rotação do conjunto motor-bomba. Tem sua aplicação em estações de bombeamento para limitar as pressões negativas nas cotas mais altas das redes hidráulicas e proteger contra separação da coluna líquida e colapso.

A figura 04 apresenta, esquematicamente, o perfil de um sistema hidráulico com estação de bombeamento, perfil do terreno, linha piezométrica do regime permanente e as envoltórias máximas e mínimas das linhas piezométricas em regime transitório, com e sem volante de inércia.

Figura 04 – Perfil esquemático de uma instalação hidráulica com volante de inércia.

Fonte: Adaptado de TSUTIYA, 2004.

A Figura 05 mostra o esquema de instalação de um volante de inércia no acoplamento de um conjunto motor-bomba.

Figura 05 – Conjunto motor-bomba equipado com Volante de Inércia. Fonte: TSUTIYA, 2004.

- Vantagens

As principais vantagens do volante de inércia são o controle apropriado da envoltória de mínimas pressões e o custo relativamente baixo.

- Desvantagens

As principais desvantagens são: não controla suficientemente a envoltória de máximas pressões, aplica-se somente para controlar as mínimas pressões e devido ao aumento da inércia do conjunto girante, consome mais energia elétrica que o sistema sem o volante de inércia

A Foto 06 mostra uma instalação de bombeamento real equipada com volante de inércia.

Foto 06 – Estação de bombeamento operando com Volante de Inércia. Fonte: SABESP, 2005.

❑ Válvula de controle antigolpe

As válvulas antigolpe de aríete mais comum são construídas a partir do corpo básico de uma válvula redutora de pressão, com modificações no circuito piloto. As mudanças de pressões acionam o atuador, no sentido da abertura ou fechamento, sempre que uma pressão na tubulação atinge valores pré-estabelecidos no circuito piloto da válvula.

A válvula protege os sistemas de bombeamento da onda de pressão causada pela partida das bombas ou pela falta de energia. A válvula abre imediatamente no início da onda de pressão negativa e descarrega para a atmosfera o excesso de pressão provocada pela onda de pressão positiva.

A Foto 07 mostra uma válvula antecipadora de golpe de aríete que funciona como dispositivo de proteção e geralmente é instalada no barrilete de recalque dos conjuntos motor – bomba.

Foto 07 – Válvula antecipadora de golpe de aríete ou válvula antigolpe. Fonte: Catálogo BERMAD, 1997.

A Foto 08 mostra uma instalação de bombeamento com capacidade para recalcar $12,5 \text{ m}^3/\text{s}$ para uma altura manométrica de $79 \text{ mH}_2\text{O}$, que operou por mais de quarenta (40) anos, equipada apenas, com válvulas de controle antigolpe tipo Blondelet e ventosas. Instaladas no barrilete de recalque da estação elevatória, permitem descargas para uma galeria com canalização para o córrego no caso de pressões positivas acima de valores pré-estabelecidos ou abrem-se permitindo a entrada de ar no caso de pressão negativa inferior ao valor estabelecido na configuração do circuito de pilotagem da válvula. Existe uma grande variedade de válvulas de controle antigolpe de Aríete, cada uma oferece vantagens adicionais aliadas aos avanços tecnológicos na fabricação e desenvolvimento de circuitos de pilotagens cada vez mais sofisticados. No entanto a utilização destes dispositivos é relativamente baixa, se comparados com RHO, TAU e Chaminé de equilíbrio. Fonte: SABESP.

Foto 08 - Estação de bombeamento equipada com “Válvulas Anti Belier – Blondelets” de origem francesa. Fonte: SABESP, 2005.

As válvulas Blondelets foram instaladas em duplas por tubos de descarga (Foto 09), formando um conjunto de doze (12) válvulas instaladas na saída do barrilete de recalque de uma única estação de bombeamento, formando um conjunto de sete (07) adutoras interligas ao barrilete de recalque, que chegou a vazão de $12,5 \text{ m}^3/\text{s}$ em 1998, quando foi desativada. São válvulas de fácil manutenção e grande durabilidade. Têm boa performance para tubulações de comprimento e celeridade que gerem permitam um tempo característico (período de reflexão) suficientemente grande para permitir a ação de fechamento e abertura da válvula, na fase de do regime transitório na rede.

Foto 09 - descarga com duas válvulas antigolpe Blondelets. Fonte: SABESP, 2005.

- Vantagens

As principais vantagens da válvula antecipadora de Golpe de Ariete correspondem ao controle da envoltória de mínimas e máximas pressões, ao não consumo de energia elétrica e ao custo relativamente baixo.

- Desvantagens

As principais desvantagens ficam por conta de não controlar suficientemente as envoltórias de máximas e mínimas pressões (está limitada à capacidade de resposta da válvula ao tempo característico da rede), aplicar-se com boa performance até o diâmetro 200mm, podendo-se formar barrilete com mais de uma válvula e por descarregar a vazão para a atmosfera (perda da água).

□ Válvulas de admissão e expulsão de ar (Ventosas)

A válvula de admissão de ar é instalada nas cotas mais elevadas do perfil da rede hidráulica e tem a função de admitir ou expulsar o ar contido na tubulação. Quando essas válvulas são dimensionadas corretamente, funcionam como dispositivo de proteção da rede, através da admissão de ar por ocasião da passagem de uma onda de baixa pressão, e expulsa o ar de maneira controlada na fase de enchimento ou rejuntamento de colunas líquidas.

A Figura 06 mostra dois esquemas de mecanismos diferentes de funcionamento para admissão e expulsão do ar das adutoras em redes de distribuição de água tratada.

Figura 06 – Esquema básico de funcionamento de uma ventosa. Fonte: TSUTIYA, 2004.

A Foto 10 e a Figura 07 mostram dois tipos de válvulas de admissão e expulsão de ar muito utilizadas nas instalações de distribuição de água tratada. E existem outras válvulas com mecanismos mais complexos que controlam o fluxo de ar na admissão e expulsão para

amortecer o esvaziamento de ar sem provocar choque entre as colunas de água.

Foto 10 – Válvula de admissão e expulsão de ar (ventosa). Fonte: Catálogo VALLOY, 2005.

Figura 07 – Válvula de admissão e expulsão de ar para grandes adutoras. Fonte: BUGATTE, 2005.

- Vantagens

A válvula de admissão de ar (ventosa) tem a principal vantagem na simplicidade de aplicação e baixo custo de aquisição, operação e manutenção quando aplicadas com a função de introduzir a pressão barométrica local no interior da tubulação, evitando desta forma, o colapso ou deformação da seção transversal da rede hidráulica, são de grande utilidade na fase de enchimento da rede, permitindo a remoção do ar em condições controladas para evitar o rejuntamento de colunas líquidas no interior da tubulação.

- Desvantagens

As desvantagens das aplicações destas válvulas estão na limitação de ação no sentido de proporcionar proteção contra os transitórios hidráulicos, isto é, só permite a introdução da pressão barométrica local no interior da tubulação, estabelecendo o equilíbrio da pressão interna com a pressão barométrica local. Quando bem projetadas, quase não existem desvantagens, são muito úteis nas fases de operação da rede, evitando a formação de bolsões de ar no interior da tubulação, com isto permitem a plena capacidade de adução da rede hidráulica.

- Sistema de variação de rotação nos conjuntos motor-bomba

A variação na rotação do conjunto motor-bomba é muito utilizada, tanto para economizar energia quanto para adequar as variações das pressões em função da variação da demanda de consumo, nos casos de instalações em Booster. Outra aplicação muito comum na SABESP é a instalação do inversor de frequência para complementar a vazão com mais um conjunto,

operando continuamente como complemento, sem permitir variações bruscas das partidas e paradas dos conjuntos complementares, além de uma partida suave, pré-estabelecida, que não provoca transitório na rede. Os conjuntos restantes que não estiverem controlados por inversor de frequência têm sua partida controlada por dispositivos elétricos denominados de chaves Soft-starter, que permitem partidas lentas com um período pré-estabelecido entre a rotação zero e a rotação nominal do motor. Essas chaves funcionam como dispositivo de proteção da instalação contra os golpes de Aríete, gerados pelas partidas bruscas dos conjuntos elevatórios. Fonte SABESP, 2005.

Foto 11 – Inversor de frequência - Variação da rotação. Fonte: Inversores WEG, 2001.

Foto 12 – Chave Soft-starter – Limitação da corrente de partida. Fonte: Inversores WEG, 2001.

- Vantagens

As vantagens dos inversores de frequência estão associadas ao controle na taxa de rotação inicial do rotor da bomba, causando partidas e paradas lentas que diminuem a possibilidade de Golpes de Aríete por variações bruscas da velocidade na tubulação, possibilita ajustes programados em CLP para a rotação no ponto de trabalho da instalação de modo a proporcionar grande economia de energia elétrica. Fonte SABESP, 2005.

- Desvantagens

Não protege a rede contra transitórios nos casos de corte no fornecimento de energia elétrica, a proteção limitada a variação na rotação do rotor da bomba, não protege contra outros tipos de manobras: rompimento da rede ou operações com válvulas.

Existem outras opções para dispositivos de proteção das redes hidráulicas, mas são pouco utilizadas por falta de pesquisas que comprovem a sua eficiência e confiabilidade operacional, é o caso das propostas de redução do módulo de elasticidade no meio fluido. Na equação (03), observa-se que a variação de carga " ΔH " é diretamente proporcional à celeridade de onda " a ", sendo assim, conclui-se que uma diminuição na celeridade provocará redução imediata no valor de " ΔH " e, conseqüentemente, haverá diminuição nos efeitos do pulso de pressão ou Golpe de Aríete. A celeridade de onda " a " é dimensionalmente homogênea à velocidade (m/s) e depende das características do fluido " K " e " ρ ", características do material da tubulação " E " e " μ ", geometria e vínculos " D ", " e " e " ψ ". (WYLIE; STREETER, 1993):

$$a = \sqrt{\frac{K/\rho}{1 + (K/E)(D/e)\psi}} \quad (04)$$

Com base nos dados envolvidos na equação (04), o pesquisador G. Rémenieras (1952) propôs a instalação, no interior e ao longo da tubulação, de um tubo de pequeno diâmetro e paredes flexíveis contendo ar comprimido; essa instalação proporcionou o aumento da elasticidade do meio fluido e reduziu o valor da celeridade " a " e, como conseqüência, foram menores os efeitos transitórios na instalação. Surgiram várias outras propostas com o uso de ar dissolvido na água como elemento redutor muito significativo, mas não têm aplicação prática para tubulações de grande diâmetro, tendo em vista as dificuldades em manter a mistura homogênea no trecho considerado como redutor de celeridade.

Esta dissertação busca uma solução prática para aplicar a idéia do pesquisador G. Rémenieras (1952) em um ou mais trechos da tubulação e nas proximidades dos dispositivos operacionais, tal que a diminuição da compressibilidade através de um pequeno tubo elástico com ar comprimido possa absorver os efeitos das variações no fluxo líquido e reduzir os transitórios na rede hidráulica.

3. Objetivos

Desenvolver um modelo matemático que permita a simulação e a verificação dos efeitos do uso de elementos compostos, ar e polímeros no cálculo da celeridade. Um dispositivo constituído por um pequeno tubo flexível com ar comprimido será introduzido em trechos preestabelecidos da tubulação “rígida”; este tubo elástico com ar comprimido provocará mudanças nas características do meio fluido, de forma que haja uma redução no coeficiente de elasticidade volumétrica da mistura (água, ar e polímero) com efeito direto na redução da celeridade de onda.

4. Análise da literatura

A seguir, serão apresentados vários pesquisadores que desenvolveram modelos matemáticos relacionados à redução de velocidade de onda (celeridade).

□ JOUKOWSKY (1898)

A equação (03), atribuída a (JOUKOWSKY, 1898), tem o seu pioneirismo por ser a primeira formulação envolvendo as características do fluido e da tubulação na forma atualmente aceita para o cálculo da celeridade de onda em condutos forçados. Além de considerar as características elásticas do fluido e da tubulação, observou-se o efeito redutor através dos vínculos da tubulação.

□ PARMAKIAN (1955)

O autor descreve as diversas teorias para análise de transitórios hidráulicos, com ênfase em modelos gráficos de fácil aplicação para solução de diversos problemas. Apresenta detalhadamente as teorias da coluna rígida e da coluna elástica, equaciona a velocidade de propagação da onda de celeridade e o coeficiente de vínculo da tubulação para várias situações. O autor descreve soluções teóricas para problemas baseados no método gráfico e apresenta condição de contorno para diversas situações que ocorrem nas redes de distribuição. Apresenta solução gráfica para o dimensionamento de Chaminé de Equilíbrio e Reservatório Hidropneumático como dispositivos de proteção das redes contra os transitórios hidráulicos.

□ CHAUDHRY (1987)

O autor inicia a edição com um breve histórico de seus antecessores, fazendo referências aos pesquisadores (ALLIEVI,1903), (KORTEWEG,1878) e (JOUKOWSKY,1898) e desenvolve o método das características de maneira clara e rica, em exemplos que facilitam a compreensão pelo leitor. A partir do capítulo 10, desenvolve uma modelagem matemática para cálculo e dimensionamento de vários tipos de dispositivos de proteção de redes aplicados a condutos forçados. No capítulo 9, o autor desenvolve um modelo teórico para o cálculo do módulo de elasticidade volumétrica médio da mistura de gás e líquido em um conduto flexível que será apresentado na sequência: a água com pequena quantidade de gás têm velocidade de onda consideravelmente menor que em um líquido puro. CHAUDHRY (1987), baseado em medidas de uma instalação de tratamento de esgoto, informou que essa redução na velocidade de onda pode ser em torno de 75%. A velocidade de onda em uma mistura de gás e líquido pode ser calculada segundo as hipóteses:

- i. A mistura gás-líquido é homogênea, isto é, as bolhas de gás são distribuídas uniformemente no líquido;
- ii. As bolhas de gás seguem a lei isotérmica;
- iii. A pressão dentro das bolhas é independente da tensão superficial e da pressão de vapor.

Considera-se um volume de mistura gás-líquido com pressão p_0 , delimitado em um tubo elástico, e assume-se que a pressão é aumentada instantaneamente em Δp . Então:

$$\Delta V = \Delta V_g + \Delta V_l + \Delta V_c \quad (05)$$

Com algumas transformações algébricas, são obtidas as equações de ρ_m e de K_m para a mistura gás-líquido e sendo p_0 a pressão inicial e p a pressão final:

$$\rho_m = \rho_l \left(1 - \frac{\alpha_0 \cdot p_0}{p} \right) + \rho_{g0} \cdot \alpha_0 \quad (06)$$

$$K_m = \frac{p^2}{p_0 \cdot \alpha_0} + K_l + \frac{E_c \cdot e}{D_c} \quad (07)$$

A massa específica e o módulo de elasticidade da mistura estão definidos, respectivamente, pelas equações (06) e (07), sendo que a massa específica média é função da mistura gás-líquido, pressão inicial “ p_0 ” e da pressão final “ p ”, e o módulo de elasticidade volumétrico médio é função das pressões inicial e final, do módulo de elasticidade do líquido e das características da tubulação.

$$a_m = \sqrt{\frac{K_m}{\rho_m}} \quad (08)$$

Onde: K_m := Módulo de elasticidade volumétrica da mistura líquido, gás e conduto.

ρ_m := Massa específica da mistura líquido, gás e conduto.

a_m := Celeridade da onda da mistura.

Substituindo-se as equações (06) e (07) na equação (08), tem-se:

$$a_m = \sqrt{\frac{1}{\left[\rho_l \left(1 - \frac{\alpha_0 p_0}{p} \right) + \rho_{g0} p_0 \right] \left(\frac{\alpha_0 p_0}{p^2} + \frac{1}{K_l} + \frac{D_c}{E_c e} \right)}} \quad (09)$$

Se os termos menores, tais como, o inverso da compressibilidade do líquido e a influência da elasticidade da parede do tubo forem desprezados, tem-se a expressão da celeridade que pode ser escrita com base nos termos significativos para o valor numérico da celeridade média, e esta passa a depender da pressão aplicada, da massa específica do líquido e da variação percentual da mistura.

$$a_m = \sqrt{\frac{p_0}{\rho_l (1 - \alpha) \alpha}}, \text{ onde } \alpha = \alpha_0 \cdot p_0 / p \quad (10)$$

Apesar de não ser uma proposta para um dispositivo redutor de celeridade, e sim, a descrição dos efeitos do gás presente na água em condutos forçados, por ocasião da cavitação e

separação de colunas líquida (Figura 08), onde parte do vapor fica incorporada na água, a Equação 10 mostra o efeito redutor do ar incorporado na água. As demonstrações e experimentos em casos controlados em laboratórios não são de fácil aplicação nos projetos de engenharia hidráulica, por não haver o controle da variação da mistura gás-líquido dentro da tubulação.

Figura 08 – Separação e rejunção de coluna líquida em pontos altos da tubulação por consequência de subpressões causadas por transitórios hidráulicos. Fonte: CHAUDHRY, 1987.

□ WYLIE e STREETER (1993)

A maioria dos líquidos contém gases dissolvidos. E muitos líquidos que fluem em condutos incluem gás livre, embora a proporção de volume possa ser muito pequena. A massa de gás dissolvido em um volume de líquido é determinada pela lei de Henry quando o fluido estiver em estado de equilíbrio. Essa Lei, como apresentado em livros de ensino de química, diz que a concentração de gás dissolvido em um determinado solvente é diretamente proporcional à pressão parcial do gás a uma temperatura que permanece constante. A proporcionalidade constante da lei de Henry é conhecida como o coeficiente de solubilidade “S” ou coeficiente de absorção. Em forma de equação:

$$\frac{V'_g}{V} = S \frac{p_s^*}{p_0^*} \quad (11)$$

O volume de fluido é determinado por V e o volume de gás dissolvido nas condições atmosféricas padrão a 25°C, e nas condições de pressão padrão, os valores de S para nitrogênio, ar, oxigênio, e gás carbônico em água são 0,0143; 0,0184; 0,0283 e 0,759, respectivamente. A equação (10) é uma relação de equilíbrio. Se a pressão no fluido em um recipiente é reduzida por um período de tempo bastante longo, a quantidade de gás envolvida no líquido será determinada por $S(p_s^* - p^*)/p_0$. A taxa de evolução do gás depende de vários parâmetros, inclusive do grau de agitação do fluido, tamanho e distribuição dos núcleos, além da diferença de pressão e do coeficiente de solubilidade “S”.

As equações (12) e (13) representam a massa específica e o módulo de elasticidade volumétrica da mistura gás-líquido:

$$\rho_m = \rho_g \alpha + (1 - \alpha) \rho_l \quad (12)$$

$$K_m = \frac{K_l}{1 + \alpha(K_l/p_g^*)} \quad (13)$$

$K_g = p_g^*$ (compressão isotérmica) e $m = M_g / V$

E sendo:

$$a = \sqrt{\frac{K/\rho}{1 + (K/A)(\Delta A/\Delta p)}} \quad (14)$$

A substituição das equações (12) e (13) na equação (14), fornece:

$$a' = \sqrt{\frac{a^2}{1 + m\rho_l R_g T . a^2 / (p_g^*)^2}} = a . \sqrt{\frac{1}{1 + m\rho_l R_g T . a^2 / (p_g^*)^2}} \quad (15)$$

Observam-se os resultados dos testes de laboratório para a equação (15), nas Figuras (09) e (10), para tubos flexíveis e tubos rígidos, respectivamente.

A Figura 09 – Celeridade de onda para mistura ar-água em tubo elástico para vários níveis de pressão. Fonte: (WYLIE; STREETER, 1993).

A figura 10 – Celeridade de onda para mistura ar-água em tubo rígido para vários níveis de pressão. Fonte: (WYLIE; STREETER, 1993).

A variação da celeridade, de acordo com a equação (15), é função da pressão absoluta, da espessura das paredes da tubulação e do percentual de mistura gás-líquido. Nas aplicações de engenharia, a determinação da celeridade, em função da mistura contendo uma massa de gás “m” por unidade de volume, será de difícil determinação, tendo em vista que o percentual de mistura ainda varia em função da pressão no interior da tubulação. Com isso, sabe-se que a redução existe, mas é de difícil ou quase impossível quantificação por não haver o controle do gás contido no líquido.

□ RÉMENIERAS (1952)

O pesquisador G. Rémenieras (1952) desenvolveu e testou um dispositivo redutor de celeridade (Figura 11), que consistia na introdução de um tubo elástico de pequena dimensão com ar comprimido em seu interior, esse dispositivo foi instalado ao longo de toda tubulação com o objetivo de introduzir elasticidade no meio fluido para reduzir o coeficiente de elasticidade volumétrica.

Figura 11 – Disposição esquemática do dispositivo atenuador de celeridade no interior da tubulação principal. Fonte: (RÉMENIERAS, 1952).

- Descrição do dispositivo

Um tubo elástico de pequeno diâmetro foi instalado no interior e ao longo de uma tubulação de diâmetro “D” e espessura “e”, conforme a Figura 11. A instalação do dispositivo deveria estar junto à parede da tubulação principal para que o acréscimo de perda de carga causada por ele pudesse ser desprezado. O tubo redutor de celeridade foi instalado de maneira tal que pudesse ser alimentado por um reservatório de ar comprimido, que por sua vez seria mantido com uma pressão em equilíbrio ou o mais próximo possível da pressão da água na tubulação

principal. Para facilitar os cálculos, adotou que a tubulação principal permaneceria rígida, de tal forma que as variações de pressão se repercutiriam unicamente no diâmetro “d” do dispositivo redutor de celeridade. Para o meio líquido, deveria ocorrer uma situação equivalente a uma série de bolhas de ar formando um tubo contínuo no interior do líquido. A variação na espessura da parede do dispositivo era muito pequena, se comparada com a variação do diâmetro “d”, e foi incorporada na seção de ar comprimido. As variações do diâmetro do tubo redutor se dariam pela transferência do ar através de orifícios ligados ao reservatório externo de ar comprimido, em equilíbrio com o meio líquido e, assim, parte da energia do transitório hidráulico seria transferida pelo tubo redutor para o reservatório de ar comprimido, provocando o amortecimento do transitório. Em laboratório, foi usada uma tubulação principal de seção circular e considerada rígida. A equação matemática para o cálculo da celeridade, levando em conta o dispositivo redutor, foi apresentada como:

$$a = \frac{9900}{\sqrt{\left[48,3 + (1 + c)k \frac{D}{e} + \frac{c}{P_0} \cdot 10^{10} \right]}} \quad (16)$$

Onde: $c = \frac{S_o}{(S_o - s_o)}$

a := Celeridade da onda na tubulação flexível com o conduto elástico com ar comprimido;

k := Módulo da elasticidade volumétrico das paredes da tubulação principal;

S_o := Seção inicial da tubulação principal;

s_o := Seção inicial do tubo elástico com ar comprimido;

P_o := Pressão absoluta inicial ($H_0 + 10$);

D := Diâmetro do tubo principal;

e := Espessura da parede da tubulação principal;

H_0 := Carga hidráulica efetiva.

Os testes de laboratórios foram desenvolvidos para verificar a elasticidade da mangueira de borracha, denominada de atenuador de celeridade, conforme a Figura 12. Dois piezômetros um instalado na água e outro na mangueira com ar comprimido, que permitiam comparar as deformações na mangueira, e o acréscimo de pressão no ar (P), para cada variação de carga hidráulica na água (H), permitindo o cálculo da compressibilidade da mangueira em carga estática.

Figura 12 – Esquema da instalação para verificação da elasticidade da mangueira.

Fonte: (RÉMENIERAS, 1952).

A eficiência do modelo foi demonstrada em testes no laboratório de hidráulica de Chatou - França, em uma tubulação horizontal, conforme as Fotos 13, 14 e 15.

<p>CONDUITE ET TUYAU DE CAOUTCHOUC, <i>réducteur de célérité.</i></p>
<p>Foto 13 – Mangueira de borracha instalada no interior do tubo rígido na fase de montagem do teste.</p>	<p>Foto 14 – Vista geral da instalação do tubo rígido a partir do reservatório de concreto ao fundo.</p>
<p>□ Conduto principal:</p> <p>Diâmetro interno $\phi = 240 \text{ mm}$ Espessura das paredes do tubo $e = 7 \text{ mm}$ Seção transversal (S_0) = $0,0452 \text{ m}^2$ Extensão do tubo = $90,50 \text{ m}$, posição horizontal. Reservatório de $0,90 \text{ m}$ de diâmetro Altura estática do N.A. = 5 m</p> <p>□ Dispositivo redutor de celeridade:</p> <p>Diâmetro externo = 28 mm Diâmetro interno = 24 mm Espessura $e = 2 \text{ mm}$ Seção transversal interna = $0,000452 \text{ m}^2$</p> $c = \frac{s_0}{S_0 - s_0} = \frac{1}{99}$
<p>Foto 15 – Vista do dispositivo de fechamento rápido instalado no final da tubulação principal.</p>	

Fotos 13, 14 e 15 – Instalação para o ensaio do tubo atenuador de celeridade.

Fonte: (RÉMENIERAS, 1952).

Segundo (RÉMENIERAS, 1952), a deformação do tubo principal poderia ser desprezível, se comparada com a deformação da mangueira de borracha; a pressão barométrica foi considerada em 10mH₂O e o equacionamento final para simulação foi modificado conforme as equações (17),(18) e (19):

$$a' = \frac{9900}{\sqrt{\left(48,3 + \frac{10^4}{H_0} + \frac{10^5 \cdot C}{H_0 + 10}\right)}} \quad (17)$$

$$a = \sqrt{\left(1 + \frac{100000 \cdot C}{48,3H_0 + 10000}\right)} \quad (18)$$

$$\alpha = \frac{a}{a'} \quad (19)$$

Essas equações foram utilizadas na preparação do gráfico da Figura 13, para obter a relação $\alpha = a / a'$ em função da deformação transversal relativa $C = 100 \cdot s_0 / (S_0 - s_0)$ e da caga H_0 .

Figura 13 – Cálculo da celeridade (a') em função da variação percentual C .

Fonte: (RÉMENIERAS, 1952).

A Figura 14 mostra a variação da pressão provocada pelo fechamento rápido de 2 segundos sem o dispositivo atenuador de celeridade instalado no tubo de aço.

Figura 14 – Resultado do ensaio SEM dispositivo atenuador de celeridade: vazão de 1,15 l/s e $\tau = 0,02$ segundo. Fonte: (RÉMENIERAS, 1952).

A Figura 15 mostra o amortecimento da onda de pressão provocado pelo atenuador de celeridade com um tempo de fechamento da válvula de 3 segundos.

Figura 15 – Resultado do ensaio COM dispositivo atenuador de celeridade. Vazão 7,65 l/s, $P_0 = 14,85 \text{ m}$ e $\tau = 0,03$ segundo. Fonte: (RÉMENIERAS, 1952).

A Figura 16 mostra um resumo dos resultados obtidos pelos testes de laboratórios, com e sem o dispositivo atenuador de celeridade.

Figura 16 – Resultados obtidos nos ensaios COM e SEM atenuador de celeridade.

Fonte: (RÉMENIERAS, 1952).

Observando as Equações (16) e (17), conclui-se que as variáveis são de fácil determinação, apesar das dificuldades em instalar e manter operando o tubo redutor em casos de grandes distâncias, manter o dispositivo de forma contínua em toda extensão, manter várias instalações intermediárias de ar comprimido para suportar o sistema operando, conseguir polímeros de boa flexibilidade para a construção do tubo atenuador, que possa resistir à tensão imposta pelo fluido em movimento no interior da tubulação de aço e manter o tubo atenuador ancorado junto à parede da tubulação principal. Superando essas dificuldades, a proposta funciona com boa performance, conforme foi demonstrado nos ensaios de laboratório, com resultados apresentados na Figura 16.

5.0. Desenvolvimento teórico do modelo.

□ Considerações sobre o dispositivo proposto nesta pesquisa :

Em uma tubulação de diâmetro interno “ D ” e espessura “ e ”, será instalado um tubo elástico de diâmetro externo “ d ”, com ar comprimido, para amortecer as variações de pressão na tubulação principal. O dispositivo deve ser instalado junto à parede do tubo principal para que o acréscimo de perda de carga causada por ele seja o menor possível. O tubo elástico será instalado de maneira tal que possa ser alimentado por um reservatório de ar comprimido, que, por sua vez, será mantido em equilíbrio com a pressão da água na tubulação principal no regime permanente. Para facilitar os cálculos, adotou-se que a deformação no tubo principal seria desprezível se comparada com a deformação do tubo elástico, ou ainda, a tubulação principal permanecerá rígida, de tal forma que as variações de pressão se repercutirão unicamente no diâmetro “ d ” do tubo elástico. Segundo (RÉMENIERAS, 1952), para o meio líquido deve ocorrer uma situação equivalente a uma série de bolhas de ar formando um tubo contínuo no interior do líquido. A variação na espessura da parede do tubo elástico será muito pequena se comparada com a variação total do diâmetro “ d ”, e será incorporada na seção de ar comprimido. As variações no diâmetro do tubo elástico se darão pela compressão do ar e pela transferência do ar através do tubo de cobre ligado ao reservatório externo de ar comprimido, que se encontra em equilíbrio com o meio líquido e, assim, parte da energia do transitório hidráulico será transferida pelo tubo de cobre para o reservatório de ar comprimido. O conjunto tubo elástico e reservatório de ar comprimido amortecerão o transitório hidráulico. Esta pesquisa será desenvolvida com base na teoria de (RÉMENIERAS, 1952), com ênfase no cálculo da celeridade de onda atribuído a (KORTEWEG, 1952), esse dispositivo será instalado em trechos específicos da tubulação principal com o objetivo de adicionar elasticidade ao meio fluido através do tubo elástico. Outros elementos podem contribuir na

redução da celeridade da tubulação, tais como a elasticidade do próprio tubo, a compressibilidade do líquido e a maneira como a tubulação está disposta entre seus tramos e as ancoragens externas.

A equação da celeridade de onda depende das características do fluido (K, ρ), das características do material (E, μ, ε), da geometria (seção transversal, espessura) e dos vínculos que unem e dão estabilidade à tubulação (WYLIE ; STREETER, 1993):

$$a = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{K}{A} \cdot \frac{\Delta A}{\Delta p}}} = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{K}{E} \psi}} \quad (20)$$

A deformação elástica do material é dada pela Lei de Hooke (ALMEIDA; KOELLE, 1992):

$$\sigma = \varepsilon.E \quad (21)$$

Ao submeter uma tubulação a uma variação de pressão interna “ ΔP ”, a dilatação transversal é acompanhada de uma contração longitudinal. A relação entre a dilatação transversal relativa e a contração longitudinal relativa é constante, quando está no limite elástico, para um determinado material. Essa constante chama-se de “Coeficiente de Poisson”, e é representada pela equação $\mu = \varepsilon_2/\varepsilon_1 = (\text{dilatação transversal relativa}) / (\text{dilatação longitudinal relativa})$.

Uma tubulação sujeita a variações de pressão, sofrerá também os efeitos das tensões de deformação longitudinais e transversais, que vão interferir na deformação da tubulação e modificar o resultado final da celeridade de onda através do coeficiente de vínculo da tubulação. A Figura 17 mostra, esquematicamente, as tensões de deformação longitudinal e transversal na tubulação.

A Figura 17 - Tensão de deformação elástica transversal e longitudinal em uma tubulação de seção circular. Fonte: (ALMEIDA; KOELLE, 1992).

O alongamento parcial relativo na direção circunferencial devido a “ $\Delta\sigma_2$ ” provocado por “ Δp ” será dado por:

$$\Delta\sigma_2 = \frac{\Delta p D}{2e} \rightarrow \Delta\varepsilon_2 = \frac{\Delta\sigma_2}{E} \rightarrow \Delta\varepsilon_2 = \frac{\Delta p \cdot D}{2eE} \quad (22)$$

A restrição longitudinal, se houver, causa a tensão “ $\Delta\sigma_1$ ” e a contração longitudinal será dada por:

$$\Delta\sigma_1 = \frac{A\Delta p}{4e} \rightarrow \Delta\varepsilon_1 = \frac{\Delta\sigma_1}{E} \rightarrow \Delta\varepsilon_1 = \frac{\Delta p \cdot D}{4eE} \quad (23)$$

O coeficiente de Poisson “ μ ” corresponde à razão entre as deformações e é dado por:

$$\mu = \frac{\Delta\varepsilon_2}{\Delta\varepsilon_1} \quad (24)$$

O coeficiente de vinculação da tubulação “ ψ ” é função das características do material da tubulação, da geometria e da variação de pressão:

$$\psi = \frac{\Delta A.E}{A\Delta p} = \frac{D}{e} - 2\mu \frac{\Delta\sigma_1}{\Delta p} \quad (25)$$

A ancoragem tem influência direta na deformação longitudinal relativa " $\Delta\varepsilon_1$ " que, multiplicada pelo coeficiente de Poisson " μ ", tem efeito direto no cálculo da celeridade de onda "a", pois depende das condições da ancoragem. A quantidade $\left(\frac{\Delta AE}{A\Delta p}\right)$ será modificada em função da tensão longitudinal " $\Delta\sigma_1$ " e do coeficiente de Poisson " μ ", conforme a Equação (25). Os vínculos da tubulação têm influência direta na celeridade de onda e essa influência está representada por um coeficiente de vínculo que funciona como redutor da celeridade, uma vez que atua diretamente no amortecimento do impacto da onda de pressão sobre a tubulação, especialmente no momento em que se dá a deformação da seção transversal do tubo e, por consequência, surge uma folga que permite um grau de liberdade maior entre os tramos da tubulação (ALMEIDA; KOELLE, 1992).

5.1. Tubulação elástica de parede fina

A tubulação elástica de parede fina é definida como a tubulação para a qual a relação entre o diâmetro " D " e a espessura " e " satisfaz a condição: $\frac{D}{e} > 40$ (ALMEIDA; KOELLE, 1992).

- A deformação restrita longitudinalmente em um dos extremos, por exemplo: tubulações ancoradas por blocos de concreto envolvendo toda a seção externa do tubo e com a outra extremidade ancorada em junta elástica, conforme o esquema da Figura 18.

A Figura 18 - Tubulação com deformação restrita em um dos extremos. Fonte: (PARMAKIAN,1955).

A tensão longitudinal neste caso é dada por : $\Delta\sigma_1 = \frac{\Delta p D}{4e}$

que, substituindo na equação (25), tem-se:

$$\psi = \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \frac{D}{e} \quad (26)$$

- A deformação longitudinal impedida por ancoragem nos dois extremos, conforme o esquema da Figura 19.

A Figura 19 - Tubulação com deformação restrita nos dois extremos. Fonte: (PARMAKIAN,1955).

A tensão longitudinal neste caso será dada por: $\Delta\sigma_1 = \mu \frac{\Delta p D}{2e}$

que, substituindo na equação (25), tem-se:

$$\psi = (1 - \mu^2) \frac{D}{e} \quad (27)$$

- A deformação longitudinal livre nos extremos, por exemplo: tubulações com acoplamento em junta elástica, tubulação aérea com juntas de expansão ou tipo ponta e bolsa com anéis de vedação em borracha (ALMEIDA; KOELLE, 1992).

A Figura 20 - Tubulação com deformação livre nos dois extremos. Fonte: (PARMAKIAN,1955).

A tensão longitudinal neste caso é nula: $\Delta\sigma_1 = 0$

que, substituindo na equação (25), tem-se:

$$\psi = \frac{D}{e} \quad (28)$$

5.2. Tubulação elástica de parede espessa

A tubulação de parede espessa é definida como a tubulação para a qual a relação entre o diâmetro " D " e a espessura " e " satisfaz a condição $\frac{D}{e} < 40$ (ALMEIDA; KOELLE, 1992).

Das Figuras 18, 19 e 20 em análise, semelhante ao caso de tubulações flexíveis de paredes finas, pode-se, através da Equação (25), substituir-se as tensões referentes aos casos de tubulações de paredes espessas e obterem-se as equações seguintes:

- A deformação restrita longitudinalmente em um dos extremos, conforme a Figura 18:

$$\psi = 2(1 + \mu) + \frac{D}{e \left(1 + \frac{e}{D}\right)} \left(1 - \frac{\mu}{2}\right) \quad (29)$$

- A deformação longitudinal impedida por ancoragem, conforme a Figura 19:

$$\psi = 2(1 + \mu) + \frac{D}{e \left(1 + \frac{e}{D}\right)} \left(1 - \frac{\mu^2}{2}\right) \quad (30)$$

- A deformação livre nos extremos, conforme a Figura 20:

$$\psi = 2(1 + \mu) + \frac{D}{e \left(1 + \frac{e}{D}\right)} \quad (31)$$

A Equação (20) permite o cálculo da celeridade de onda elástica em um conduto de seção circular que tenha uma condição de ancoragem " ψ " para qualquer um dos casos anteriores.

5.3. Modelo do módulo de elasticidade volumétrica da mistura “ $\bar{K}$ ”:

O modelo do módulo de elasticidade volumétrica da mistura: **água, polímero e ar** será desenvolvido com base na compensação dos volumes no interior da tubulação principal, conforme a Figura 21, que representa uma tubulação rígida contendo um **tubo elástico** submetido à deformação por consequência do acréscimo de pressão Δp .

Figura 21 – Deformação do tubo elástico com acréscimo de pressão Δp .

Como a seção transversal no tubo rígido não varia, tem-se uma mistura cujo volume também não varia, isto é, as variações internas da mistura terminam sendo compensadas entre si, resultando em um volume final invariável:

$$\Delta V = \bar{\Delta V} = f(\text{água}; \text{ar}; \text{polímero}) = 0 \quad (32)$$

Onde ΔV é a variação total de volume no trecho considerado e $\bar{\Delta V}$ é a variação de volume da mistura (**ar, polímero**):

$$\bar{\Delta V} = \Delta V_p + \Delta V_{ar} + \Delta V_{\text{água}} \quad (33)$$

Por hipótese, quando a pressão varia em Δp , há uma compensação nas variações de volume dos elementos da mistura, devido às diferentes compressibilidades da **água**, **ar** e **polímero**. Sendo um tubo rígido, o volume total “ V ” não varia e, portanto, pela equação (33), tem-se:

$$\Delta V = \Delta V_a + \Delta V_p + \Delta V_{ar} = 0 \rightarrow \Delta V_a = -\Delta V_p - \Delta V_{ar} \quad (34)$$

($a = \text{água}$; $p = \text{polímero}$; $ar = \text{ar comprimido}$)

Observa-se na Equação (34) que as variações de volume, internamente ao tubo principal, ocorrem em função do ar e do polímero, o que fica implícito que, enquanto houver variação no ar e no polímero, a água se comporta como sendo incompressível, pois toda compressão será transmitida para o tubo elástico e, por consequência, há variação de volume, o que implica:

$$\Delta V_a = \overline{\Delta V} = -\Delta V_p - \Delta V_{ar} \quad (35)$$

O módulo de elasticidade volumétrico é representado pela equação:

$$K = \Delta p / (\Delta V / V) \quad (36)$$

que, aplicando ao ar, tem-se:

$$K_{ar} = -\frac{\Delta P}{\Delta V_{ar} / V_{ar}} \quad (37)$$

e para o polímero:

$$K_p = -\frac{\Delta P}{\Delta V_p / V_p} \quad (38)$$

combinando as Equações 37 e 38 com a Equação 36, tem-se a equação 39:

$$\overline{K} = \frac{1 - \frac{1}{V} (V_{ar} + V_p)}{\frac{1}{V} \left(\frac{V_{ar}}{K_{ar}} + \frac{V_p}{K_p} \right)} \quad (39)$$

A Equação (39) representa o coeficiente de compressibilidade da mistura **água**, **polímero** e o **ar** introduzido no interior da tubulação principal.

5.4. Modelo da massa específica da mistura “ $\overline{\rho}$ ”:

Os elementos que serão introduzidos no interior da tubulação principal: **água, polímero e ar**, mesmo sendo uma mistura heterogênea, terão participação na formação da massa específica final da mistura (**água, polímero e ar**). A massa específica está representada pela equação:

$$\rho = M/V \quad (40)$$

e o cálculo da massa específica da mistura (**água, polímero e ar**) será desenvolvido com base no equilíbrio das massas envolvidas:

$$\overline{\rho}.V = \rho_{H_2O}V_{H_2O} + \rho_p V_p + \rho_{ar}V_{ar} \quad (41)$$

que com algumas transformações algébricas, obtém-se:

$$\overline{\rho} = \rho_{H_2O} - \frac{V_p}{V}(\rho_{H_2O} - \rho_p) - \frac{V_{ar}}{V}(\rho_{H_2O} - \rho_{ar}) \quad (42)$$

5.5. Verificação da influência do coeficiente de vínculo neste caso:

Com base na Equação (25) e considerando-se o tubo “rígido”, tem-se $\Delta A = 0$ e, por consequência, o coeficiente de vínculo $\psi = 0$. Ainda pela Equação (25), observa-se que o coeficiente de vínculo “ ψ ” é diretamente proporcional à variação da seção transversal ΔA e, por hipótese, em tubo rígido não há variação das seções interna e externa da tubulação e, conseqüentemente, não há amortecimento por vínculo. De fato, na área externa do tubo não há alteração, pois a espessura “ e ” do tubo não sofre deformação e, portanto, não há alteração nas solicitações dos vínculos existentes na tubulação. Para uma tubulação rígida, nessas condições, o coeficiente de vínculo “ ψ ” é igual a zero e a celeridade máxima será dada por :

$$\bar{a} = \sqrt{\frac{\bar{K}}{\bar{\rho}}} \quad (44)$$

Onde:

$\bar{a}$:= Celeridade de onda média da mistura;

$\bar{K}$:= Módulo de elasticidade volumétrico da mistura;

$\bar{\rho}$:= Massa específica da mistura.

5.6. Resolução numérica do modelo e comparação dos resultados com experiências existentes na literatura.

□ Considerações

A velocidade de propagação da onda de pressão de um transitório hidráulico pode ser muito reduzida quando bolhas de ar são adicionadas na água. (KOBORI et al, 1955; PEARSALL, 1966 apud WYLIE; STREETER, 1993) demonstraram, através do gráfico 01, que uma pequena quantidade de ar em forma de bolhas distribuídas uniformemente na água e escolhendo-se duas seções do tubo como os limites de um volume de controle (o volume total “ V ” do fluido) pode ser expresso pela soma dos volumes da água “ V_a ” e do ar “ V_{ar} ”, se uma mudança de pressão provoca uma mudança de volume que possa ser expressa pela equação:

$$\Delta V = \Delta V_{ar} + \Delta V_a \quad (45)$$

o valor total do módulo de elasticidade é dado pela equação:

$$K = \Delta P / (\Delta V / V) \quad (46)$$

que, se aplicando individualmente para o ar e para a água, tem-se:

$$K_{ar} = - \frac{\Delta P}{(\Delta V_{ar} / V_{ar})} \quad (47)$$

e

$$K_a = - \frac{\Delta P}{(\Delta V_a / V_a)} \quad (48)$$

combinando-se as equações (47) e (48) na equação (46), tem-se:

$$K_m = \frac{K_a}{1 + \frac{V_{ar}}{V} \left(\frac{K_a}{K_{ar}} - 1 \right)} \quad (49)$$

a massa específica da mistura será expressa por:

$$\rho_m = \rho_a \frac{V_a}{V} + \rho_{ar} \frac{V_{ar}}{V} \quad (50)$$

com a substituição das Equações (49) e (50) na Equação (20), obtém-se a expressão da velocidade de onda. Como existe uma pequena quantidade de ar dissolvido na água, o efeito da elasticidade das paredes da tubulação torna-se insignificante diante do efeito redutor causado pela presença do ar na água, e pode-se escrever a equação da celeridade de onda pela Equação (51). (WYLIE; STREETER, 1993):

$$a_m = \sqrt{\frac{K_m}{\rho_m}} \quad (51)$$

Comparando-se a Equação (20) com a Equação (51), verifica-se que a deformação da tubulação acarreta uma redução na celeridade de onda que para tubulações de parede grossa a fração $(\Delta A/\Delta P)$ é muito pequena e a equação da celeridade pode ser expressa como:

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (52)$$

A Tabela 01 mostra a importância do efeito do ar na água para reduzir a celeridade da onda, quando comparado com a água ou o ar separadamente.

Tabela 01 – Valores da celeridade de onda para a relação $(V_{ar}/V_{água}) = 1\%$.

Tipo de Fluido	Características físicas do fluido	Celeridade de onda $a = \sqrt{K/\rho}$ (m/s)
Água pura	$K = 2,20 \text{ GPa}$ e $\rho = 998,2 \text{ kg/m}^3$	$a = 1433 \text{ m/s}$
Ar puro	$K = 0,15 \text{ MPa}$ e $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$	$a = 354 \text{ m/}$
Mistura (ar + água) com 1 % de ar	$\frac{V_{ar}}{V} = \frac{1}{100}$ e $\frac{V_{água}}{V} = \frac{99}{100}$ Pelas equações (44) e (45): $K = 14,9 \text{ MPa}$ $\rho = 988,2 \text{ kg/m}^3$	$a = 123 \text{ m/s}$

A verificação numérica da Equação (44) será apresentada por comparação com a experiência desenvolvida e apresentada por (KOBORI et al., 1955; PEARSALL, 1966 apud WYLIE;

STREETER, 1993), cuja variação da celeridade em função da mistura “ar e água” está representada pela Figura 22, em função das Equações (49), (50) e (51):

Figura 22 - Velocidade da onda de pressão pela variação percentual de ar contido na água.

Fonte: (WYLIE; STREETER, 1993).

A verificação numérica do modelo desta pesquisa será executada por comparação entre a Equação (44) desta pesquisa e a Equação (51) desenvolvida por (WYLIE; STREETER, 1993). Onde se pretende observar o comportamento da linha de tendência, na Figura 22, para qualquer valor das propriedades físicas da mistura fluida e do material da tubulação. Os dados a serem considerados serão o volume de polímero do tubo elástico “ V_p ”, volume de ar contido no tubo elástico “ V_{ar} ” e o volume total da tubulação principal que contém o dispositivo redutor de celeridade “ V ”. As relações volumétricas percentuais consideradas nas Equações (44) e (51) são: (V_p / V) e (V_{ar} / V) .

A Tabela 02 mostra os dados que serão utilizados nas Equações (44) e (51) para comparação do modelo.

Tabela 02 – Características físicas dos materiais envolvidos.

	K(Pa)	ρ (Kg/m ³)	μ (Cte.)	E (Pa)
Água:	22000000000	998,2		
Ar:	150000	1,2		
Polímero:	1500000	700	0,46	5000000000
Aço:			0,3	2,07E+11

Fonte: : (KOELLE, 1998).

As equações utilizadas na preparação da Tabela 03 são: $d = D\sqrt{\alpha}$ para dimensionar o diâmetro “ d ” do tubo elástico em função da relação percentual “ α ” e do diâmetro do tubo principal “ D ”, $V_p = [d^2 - (d - 2e)^2] L \pi / 4$, sendo “ L ” o comprimento e “ e ” a espessura da tubulação, a equação de “ V_p ” será utilizada para o cálculo do volume de polímero do tubo elástico e $V_{ar} = (d - 2e)^2 L \pi / 4$ para o cálculo do volume de ar contido do tubo elástico e as Equações (44) e (51), desenvolvidas anteriormente.

A Tabela 03 mostra os resultados dos cálculos aplicados em uma tubulação de 500mm de diâmetro e extensão de 1 metro, para comparação entre as Equações (44) e (51).

Tabela 03 – Cálculo das celeridades para as equações (44) e (51): a_m e $\bar{a}$:

(1) α (%)	(2) D (mm)	(3) d (mm)	(4) e (mm)	(5) V_p (m ³)	(6) V_{ar} (m ³)	(7) V (m ³)	(8) V_p/V	(9) V_{ar}/V	(10) a_m (m/s)	(11) $\bar{a}$ (m/s)
0	500	0	0	0	0	0,1963	0	0	1433	1433
0,1	500	16	4	0,00014	0,00004	0,1963	0,00075	0,0002	685,44	688,34
0,2	500	22	4	0,00023	0,00016	0,1963	0,00117	0,0008	399,14	409,23
0,4	500	32	4	0,00034	0,00043	0,1963	0,00176	0,0022	249,60	255,60
0,6	500	39	4	0,00043	0,00074	0,1963	0,00222	0,0037	193,68	196,93
0,8	500	45	4	0,00051	0,00105	0,1963	0,00260	0,0053	162,86	166,24
1	500	50	4	0,00057	0,00138	0,1963	0,00294	0,0070	142,83	145,70

Verificação por comparação entre as Equações (44) e (51).

A Figura 23 é função da variação percentual (α) representada na coluna (1) e das celeridades a_m e $\bar{a}$, representadas nas colunas (10) e (11) da Tabela 03, respectivamente.

Figura 23 – Variação da celeridade de onda com a variação percentual de ar contido na água e no tubo elástico. Sobreposição das linhas de tendências das equações (44) e (51).

Observa-se que os resultados obtidos pelas equações (44) e (51) são praticamente idênticos, o que confere uma boa semelhança entre elas, a Figura 23 mostra que o polímero utilizado na construção do tubo atenuador tem pouca participação no módulo de elasticidade e na massa específica da mistura, sendo flexível, permite a ação da compressibilidade do ar de tal forma que quase não altera o resultado final, quando comparado com a mistura direta do ar com a água.

6.0. Perda de carga gerada pela presença do tubo elástico na tubulação principal

A perda de carga provocada pela presença do tubo elástico no interior da tubulação principal será calculada com base no perímetro hidráulico da parede interna da tubulação principal e da parede externa do tubo elástico. Apesar do dispositivo de proteção (tubo elástico) não estar presente em toda a tubulação principal, provocará perdas nos trechos em que estiver instalado e será calculada de maneira tal que se possa verificar o acréscimo percentual introduzido na perda de carga da tubulação principal, sem o tubo elástico. Sendo o tubo principal de diâmetro “ D ” e o tubo elástico de diâmetro “ d ”, as seções transversais dos respectivos tubos em um trecho de comprimento “ L ” qualquer estão representadas, esquematicamente, pela Figura 24.

Figura 24 – Posição da ancoragem do tubo elástico na tubulação principal.

O volume de água contido no trecho “L” será calculado pela Equação (53) e o volume do tubo elástico será calculado pela Equação (54):

$$V_D = \frac{\pi.D^2}{4}.L \quad (53)$$

e

$$V_d = \frac{\pi.d^2}{4}.L \quad (54)$$

E a relação volumétrica do tubo elástico pelo tubo principal será definida como um fator “ α ”:

$$\alpha = \left(\frac{d}{D}\right)^2 \quad (55)$$

Com o tubo elástico inserido no tubo principal e mantido próximo à parede interna, para provocar a menor perda de carga possível, calcula-se a perda por fricção em função do raio hidráulico $R_h = (D_h^2 - d^2)/4(D + d)$ e daí obtém-se:

$$D_H = \frac{D(1 - \alpha)}{(1 + \sqrt{\alpha})} \quad (56)$$

Como a perda de carga é dada por “ ΔH ”, em função do diâmetro hidráulico, pode-se escrever:

$$\Delta H = \frac{8.f.L}{\pi^2.g.D_H^5}.Q^2 \quad (57)$$

onde f é o fator de atrito e vale:

$$f \cong \left\{ \left(\frac{64}{R_e} \right)^8 + 9,5 \left[\ln \left(\frac{K}{3,71.D} + \frac{5,62}{R_e^{0,9}} \right) - \left(\frac{2500}{R_e} \right)^6 \right]^{-16} \right\}^{\frac{1}{8}} \quad (58)$$

A perda de carga para o tubo principal em função de “ D ” será dada por:

$$\Delta H_D = \left(\frac{8}{\pi^2.g} \frac{f.L.Q^2}{D^5} \right) \quad (59)$$

e a perda de carga para a tubulação com o tubo elástico em função de D_H é:

$$\Delta H_{(D,d)} = \left(\frac{8.f.L}{\pi^2.g} \right) \frac{Q^2}{\left(\frac{D(1-\alpha)}{(1+\sqrt{\alpha})} \right)^5} = \left(\frac{8.f.L.Q^2}{\pi^2.g.D^5} \right) \left(\frac{1+\sqrt{\alpha}}{1-\alpha} \right)^5 \quad (60)$$

Substituindo-se a Equação (59) na (60), verifica-se que:

$$\Delta H_{(D,d)} = \Delta H_D \left(\frac{1+\sqrt{\alpha}}{1-\alpha} \right)^5 = \left(\frac{8.f.L.Q^2}{\pi^2.g.D^5} \right) \left(\frac{1+\sqrt{\alpha}}{1-\alpha} \right)^5 \quad (61)$$

E o acréscimo percentual de perda de carga devido à presença do tubo elástico no interior da tubulação “rígida” será dado por:

$$\Delta H\% = \frac{\Delta H_{(D+d)} - \Delta H_D}{\Delta H_D} = \frac{\Delta H_{(D+d)}}{\Delta H_D} - 1 = 100 \left(\left(\frac{1+\sqrt{\alpha}}{1-\alpha} \right)^5 - 1 \right) \quad (62)$$

Obtém-se da Figura 23, os valores percentuais que, aplicados na Equação (62), pode-se, por exemplo, verificar o acréscimo percentual para ΔH , quando “ α ” for igual a 0,3%:

$$\begin{aligned} \frac{V_{ar}}{V} = 0,3\% \Rightarrow \alpha &= \frac{0,3}{100} = 0,003 \\ \rightarrow \Delta H\% &= 100 \left(\left(\frac{1+\sqrt{0,003}}{1-0,003} \right)^5 - 1 \right) = 32,5\% \end{aligned}$$

A perda de carga varia para cada relação percentual do tubo elástico com a tubulação principal. Essa variação na perda de carga está representada na Figura (25), calculada para uma relação volumétrica de 0,1 a 1%.

A Figura 25 apresenta a curva de variação da perda de carga percentual em função da variação do volume de gás contido da tubulação hidráulica, para cada diâmetro existe um valor diferente, mesmo mantendo-se o valor percentual da relação $\alpha = V_g / V = (d / D)^2$.

Figura 25 – Variação percentual da perda de carga em função da variação do diâmetro do tubo elástico.

A influência da perda de carga unitária (m/km) na capacidade de adução foi verificada para um tubo principal de 500mm com um tubo elástico de 27mm, cuja relação volumétrica é $\alpha = (d / D)^2 = 0,3\%$. O resultado está representado na Figura 26.

A Figura 26 mostra a influência do tubo elástico na perda de carga unitária [m/km] da tubulação de 500mm, quando se aplica uma mistura correspondente a 0,3% de ar.

Figura 26 – Acréscimo da perda unitária (m/km) com a variação de vazão em um tubo principal de 500mm e um tubo elástico de 27mm com relação volumétrica de 0,3%.

A Figura 27 mostra o acréscimo da perda unitária (m/km) com a variação de velocidade no tubo principal de 500mm com o tubo elástico inserido de 27mm. Esta configuração com a relação volumétrica de 0,3% implica perda de carga inferior a 4m/km, que é a faixa operacional normalmente utilizada nos projetos de redes de água tratada. Fonte: SABESP, 2005.

As mudanças na faixa de velocidade por consequência da presença do tubo elástico estão representadas na Figura 27.

Figura 27 – Acréscimo da perda unitária (m/km) com a variação de velocidade em um tubo principal de 500mm e tubo elástico de 27mm com relação volumétrica de 0,3%.

Observa-se, na Figura 27, o aumento da perda de carga unitária em consequência da presença do tubo elástico no interior da tubulação principal. A norma NBR 12218/1994 da ABNT recomenda velocidades na faixa de 0,60 a 3,5 m/s, mas essas velocidades estão relacionadas com a dimensão do diâmetro da tubulação utilizada. Na prática, normalmente, utiliza-se, para um tubo de 500mm, velocidades em torno de 2,6 m/s, que seria a máxima recomendada pela antiga PNB 594/1977 da ABNT: os limites máximos de vazão das tubulações secundárias seriam em função do diâmetro e do material que determinasse uma perda de carga unitária máxima de 8 m/km. Nas tubulações principais com diâmetro superior a 400mm, o limite máximo seria controlado pela velocidade de 2,6 m/s, o que implica em perdas unitárias distribuídas em torno de 6,0 m/km, para um tubo de ferro dúctil com diâmetro de 500mm e

coeficiente de rugosidade $k = 0,1$ mm, recomendado pela fábrica BARBARÁ 1999, ainda serão somadas perdas de cargas singulares que poderão elevar o resultado final das perdas para algo em torno de $8,0$ m/km. Essa ordem de grandeza é bem aceita, levando-se em conta que nas grandes cidades, como São Paulo, as extensões de redes de distribuição atingem facilmente comprimentos superiores a dois (02) quilômetros, o que, dependendo da topografia da região, o plano de carga máximo do nível do reservatório pode não garantir uma pressão mínima (prevista na norma NBR 12218/1994) no final da rede, de 10 mH₂O. (Divisão de Operação de Água Leste MLEA/SABESP). Observa-se na Figura 27 que a diferença entre as perdas unitárias COM e SEM o tubo elástico, para uma adutora de 500mm operando com velocidade de 2 m/s, é de $(7,52-5,67) = 1,85$ m/km, o que parece razoável se essas considerações forem observadas na fase de projeto.

7.0. Teste comparativo com RHO de uma instalação real em operação

O teste comparativo se desenvolve levando-se em conta uma instalação hidráulica real com dispositivo de proteção RHO instalado e operando atualmente, cujo projeto e instalação foi desenvolvido com base na simulação hidráulica do modelo topológico da instalação. Tomando-se o resultado da simulação do projeto real usado para a análise da proteção dos pontos críticos, as envoltórias de pressões máximas e mínimas serão comparadas entre si, para o projeto real e o modelo proposto nesta dissertação.

7.1. Descrição da instalação real em operação

□ Sistema produtor Guarapiranga / SABESP – Zona Sul da RMSP.

Segundo (SHIROMOTO, 2005) o Sistema Produtor Guarapiranga abastece, com uma vazão variável entre 14 a 16 m³/s de água tratada, cerca de quatro milhões de habitantes distribuídos nas Zonas Sul, Centro e Oeste da Região Metropolitana de São Paulo (RMSP). Compõe-se basicamente do Reservatório Guarapiranga, captação seletiva, tubulação, caixa de areia e estabilização, Nova Estação Elevatória de Água Bruta (EEAB) Guarapiranga, dispositivo de proteção, adutora em aço enterrada de 2500mm de diâmetro e 6,4km de extensão de rede que interliga as duas estações: Captação Guarapiranga – Tratamento ABV. O sistema de proteção contra golpe de Aríete era composto por um vaso de pressão denominado de Reservatório Hidropneumático (RHO) de 8m de diâmetro e 24,8m de altura, construído em concreto protendido e interligado à adutora de 2500mm, na saída da elevatória EEAB. Devido ao vazamento de ar comprimido através da laje superior e de água pelas paredes laterais do RHO, que provocaram o início da oxidação da armadura e o conseqüente comprometimento da estrutura, foi necessário tomar providências emergenciais, visando garantir a

confiabilidade mínima na operação do sistema, que através de estudos técnicos decidiu-se pela substituição do RHO. Desenvolveu-se um projeto que considerou dois vasos de pressão metálicos em forma esférica de 10,5m de diâmetro, a serem instalados ao lado do RHO existente. Essa obra se iniciou em novembro de 2004 e foi concluída em julho de 2005 e está em operação desde 23 de julho de 2005. No projeto e execução, foi seguido o procedimento contido no Código ASME (The American Society of Mechanical Engineers) para vasos de pressão.

□ Histórico

A Barragem do Guarapiranga foi construída pela então Light – Serviços de Eletricidade S/A entre 1906 e 1909 com a finalidade de armazenar água para geração de energia elétrica através da Usina de Parnaíba. A partir de 1929, o reservatório formado pelo represamento do Rio Guarapiranga e por outros contribuintes passou a ser a principal fonte de água para abastecimento público, com vazão de 4m³/s de água recalçada para a ETA Theodoro Ramos, hoje desativada. Em 1958, a captação foi aumentada para 9,5m³/s, a partir do Reservatório Guarapiranga, aduzindo, também, para a recém construída ETA Alto da Boa Vista (ABV), através da EEAB Guarapiranga, esta última inaugurada em 1954. Ao longo do tempo, a capacidade de recalque dessa estação foi sendo aumentada até chegar a 12,5m³/s, passando de 3 para 15 grupos motor-bomba em 1981.

A nova EEAB entrou em operação em 1998 para substituir a antiga EEAB Guarapiranga, que chegou a ter 16 grupos com bombas horizontais bipartidas de 1.250cv, cujo sistema de proteção hidráulica era composto por válvulas antigolpe de aríete, conhecidas como Blondelets. O recalque até a ETA ABV era efetuado por sete adutoras enterradas, sendo três de ferro fundido cinzento de 1.000mm de diâmetro (1.^a, 2.^a e 3.^a Linhas), e três de aço soldado de 1.200mm com trechos em concreto armado já próximos a ETA (5.^a, 6.^a e 7.^a Linhas).

A ETA Theodoro Ramos era abastecida por uma adutora de aço e ferro fundido cinzento (4.^a Linha) de diâmetro variável de 950, 1.000 e 1.500mm, e por derivações da 1.^a e 2.^a Linhas.

Atualmente, o Sistema Produtor Guarapiranga, pertencente à SABESP, é o segundo maior em capacidade de tratamento de água dentro do Estado de São Paulo e o quarto no Brasil, abastecendo com 16m³/s de água potável aproximadamente quatro milhões de habitantes das Zonas Sul, Centro e Oeste da Região Metropolitana de São Paulo (RMSP). Compõe-se, basicamente, de: Reservatório Guarapiranga, Nova EEAB Guarapiranga, 8.^a Adutora e ETA (ABV), conforme a Figura 28.

Figura 28 - Esquema do Sistema Produtor Guarapiranga, desde a captação até a ETA.

Fonte: SHIROMOTO, 2005.

□ Descrição da instalação

A água bruta é captada da barragem Guarapiranga através de uma tomada seletiva, conforme a Foto 16, e é transferida por gravidade através de dois condutos forçados, construídos em aço de 2.100mm de diâmetro, que se interligam à estrutura de concreto, denominada Caixa de Areia, conforme as Fotos 16, 17 e 18, cuja função, além de reter materiais sólidos e areia em suspensão por meio de gradeamento e decantação, tem a função de absorver a inércia da massa líquida das tubulações a montante, minimizando as flutuações na pressão de sucção das bombas da estação de recalque. Na entrada dessa estrutura, a água bruta é submetida à aplicação de Cloro ou de Permanganato de Potássio (KMnO₄).

A EEAB Guarapiranga Nova (Fotos 20 e 21) é composta de seis grupos motor-bomba bipartidas de eixo vertical, sendo um reserva e dois com rotação variável por inversores de frequência. Esses grupos possuem bombas de $11.520\text{m}^3/\text{h}$ ($3,2\text{m}^3/\text{s}$) e $74\text{mH}_2\text{O}$ (Foto 21), e motores elétricos de 4.000HP, 712rpm e 3,3kV. A capacidade final de recalque dessa estação (prevista em projeto) situa-se em $16\text{m}^3/\text{s}$. Dependendo da necessidade, na sucção das bombas é efetuada a aplicação de carvão ativado em pó (CAP), a fim de combater problemas de paladar e odor na água tratada.

O transporte da água bruta para ETA ABV é realizado através da adutora de aço enterrada de 2500mm de diâmetro e 6,4km de extensão, denominada 8.^a adutora de água bruta, cujo caminhamento se dá por áreas urbanas ocupadas por indústrias, comércio e residências e em meio a vias de tráfego intenso. Possui um trecho de, aproximadamente, 430m em túnel sob a calha do Rio Pinheiros.

Foto 16 - Estrutura de tomada seletiva da captação do Sistema Produtor Guarapiranga.

Foto 17 - Vista externa da Caixa de Areia: remoção dos materiais sólidos e areia.

Foto 18 - Vista superior da Caixa de Areia e, ao fundo, a EEAB Guarapiranga Nova.

Foto 19 - EEAB Guarapiranga Nova, ao fundo, a Barragem e o Reservatório Guarapiranga.

Foto 20 - Vista interna da casa de bombas com os seis grupos motor-bomba de 4.000HP.

Foto 21 - Vista de uma das seis bombas centrífugas bipartidas de eixo vertical da EEAB Guarapiranga, com vazão de $11.520\text{m}^3/\text{h}$ e altura manométrica de 74 a 78 mH_2O .

Fotos 16, 17, 18, 19, 20 e 21 – Estação Elevatória de Água Bruta EEAB – Guarapiranga.

Fonte: SABESP, 2005.

□ Descrição do sistema de proteção contra transitórios hidráulicos

Visando reduzir as máximas e mínimas pressões geradas pelos fechamentos bruscos das válvulas de retenção, após o desligamento dos grupos de recalque, foram instaladas, no recalque dos conjuntos motor-bomba, válvulas de retenção de fechamento rápido com obturador em poliuretano, Foto (23). Esse tipo de equipamento reduz a $1/3$ o pico de pressão, se comparado com as válvulas de retenção de dupla portinhola, e a quase $1/7$ no caso de válvulas com portinhola única, além de apresentar um fechamento comparativamente mais silencioso, por possuir obturador de material resiliente, bem como um baixo índice de manutenção, devido à baixa quantidade de peças móveis. Sua única desvantagem é o Coeficiente de Perda de Carga Singular, em torno de sete vezes maior do que a perda gerada por uma válvula de retenção de dupla portinhola, mas foi considerada no projeto.

O principal componente do sistema de proteção contra transitórios hidráulicos dessa instalação é um Reservatório Hidropneumático (RHO) constituído por um vaso de pressão cilíndrico vertical de 8m de diâmetro externo e 24,8m de altura Foto (22), construído em concreto protendido horizontal e verticalmente. Esse tanque foi dimensionado para operar com pressões internas de até 100mH₂O e encontra-se instalado imediatamente após a casa de bombas, está interligado à adutora por meio de dois ramais de 1.200mm de diâmetro, possuindo uma válvula de retenção de fechamento rápido em um dos ramais e, em outro, uma placa de orifício.

Foto 22 - Válvula de retenção de fechamento rápido e obturador de deslocamento axial em poliuretano, instalada no recalque dos Conjuntos motor-bomba.

Foto 23 - Vista geral do RHO de 8m de diâmetro e 24,8m de altura, construído em concreto protendido, onde se pode observar os sinais de carbonatação decorrente de vazamentos de água através do concreto.

Fotos 22 e 23 – Válvula de retenção com obturador em poliuretano e RHO em concreto protendido. Fonte: SABESP.

A função desse vaso de pressão, que opera com volumes de água e ar em seu interior, é atenuar os efeitos do golpe de Ariete durante alterações bruscas de vazão no sistema, cuja situação mais crítica se verifica por desligamento simultâneo de todos os cinco grupos da EEAB. As subpressões e sobrepressões internas geradas na tubulação de recalque são atenuadas por meio da oscilação da massa líquida no RHO, produzida por ciclos de expansão e contração do volume ocupado pelo ar em seu interior. Essa oscilação tem sua amplitude gradualmente reduzida a cada ciclo pelo amortecimento obtido através do RHO. A ação da válvula de retenção e da placa de orifício instaladas nos ramais do vaso, que funcionam como

dissipadores de energia, permite uma maior vazão no esvaziamento do tanque e provocam resistência no sentido contrário. Com isso, consegue-se a absorção de grande parte dos transitórios gerados pelas paradas e variações de vazão na adutora.

O projeto previa o suprimento de ar do RHO através de dois compressores de 25CV (146m³/h a 12,6bar), sendo um principal e um reserva, de modo a manter o nível de água no RHO dentro da faixa operacional.

Existe um intertravamento funcional da EEAB com relação ao nível do RHO, onde foram definidos cinco níveis da água que, na medida que forem atingidos, promovem o desligamento escalonado dos grupos da estação mediante a atuação do Sistema de Supervisão e Controle da Elevatória, bem como impedimento do acionamento dos grupos em situações críticas.

□ Problemas apresentados:

No decorrer do tempo, foram verificados vários problemas nesse sistema de proteção hidráulica, incluindo-se o RHO:

- Vazamentos de ar

Desde o início da operação da EEAB Guarapiranga Nova e da 8.^a Adutora, em Agosto de 1998, verificou-se vazamentos de ar no RHO, mais notadamente através da laje superior de 1,8m de espessura, decorrentes da porosidade inerente ao concreto. Cabe acrescentar que a sua execução dispensou qualquer tipo de revestimento interno ou blindagem metálica nesse tanque, que teria por objetivo assegurar sua estanqueidade (projeto). Mesmo após várias tentativas visando a estanqueidade, o escape de ar aumentou com o tempo, o que levou os dois compressores, que deveriam normalmente funcionar de forma eventual, a um regime de trabalho simultâneo e em torno de 80% do tempo.

- Medidor de nível de água

Em 19/07/2000 foram instalados dois filtros tipo “Y” nas tomadas dos medidores de nível com a função de eliminar travamentos frequentes devidos à presença de detritos na água. Esses materiais estranhos acabavam por impedir a livre movimentação da bóia, falseando a leitura da régua magnética e tornando ineficaz o intertravamento que o RHO exerce sobre a EEAB, o que originava as seguintes situações:

- Bóia emperrada com o medidor sinalizando Nível Alto – o sistema supervisório interpretava que havia pouco ar no RHO e emitia um sinal para se iniciar a injeção de ar comprimido, que prosseguia mesmo quando a água atingia o Nível Baixo, proporcionando um volume insuficiente de água para efetuar a devida proteção do sistema;
- Bóia emperrada com o medidor sinalizando Nível Baixo – nessa situação, era enviado um sinal pelo supervisório para abrir a válvula solenóide de purga de ar do RHO. Mesmo atingido o nível alto pela água, a descarga de ar continuava, o que causava a condição de volume insuficiente de ar, deixando toda a instalação vulnerável aos efeitos do transiente hidráulico;
- Bóia emperrada com o medidor sinalizando Nível Normal – nessa condição o sistema supervisório não atuava, mesmo com a água alcançando o Nível Alto, em decorrência da perda de ar pelos vazamentos.

As duas últimas situações acima se configuravam como as mais graves, pois, durante o movimento oscilatório do nível no interior do RHO, por ocasião de um transiente hidráulico, a água pode atingir sua laje superior. Esse fato, associado à baixa compressibilidade da água, poderia provocar a expansão do vaso de concreto, vindo a sofrer sérios problemas estruturais.

- Válvula de retenção

Outra irregularidade constatada foi a instalação da válvula de retenção com o sentido invertido em umas das saídas do RHO, ou seja, obstruindo o fluxo de água para a tubulação e oferecendo pouca resistência no enchimento, fenômeno que pode fornecer as condições para

que o nível de água atinja a laje superior do vaso de pressão por ocorrência de um transiente hidráulico. A constatação desse problema somente se deu em Agosto de 2.000, ou seja, após dois anos de funcionamento inadequado.

Como solução emergencial, para troca da válvula de retenção, foram executadas quatro furações em carga nessa derivação, de modo a não interromper o abastecimento e foram instaladas duas válvulas de retenção de fechamento rápido com 700mm de diâmetro, similares à existente no outro ramal, de modo a garantir a funcionalidade do sistema de proteção.

Em 22/02/2001, foi realizada uma parada geral do Sistema Produtor Guarapiranga, quando o sentido da válvula de retenção foi finalmente corrigido.

- Válvulas de bloqueio

A ausência de válvulas de bloqueio em ambos os ramais do RHO dificultou a correção do problema acima, visto que, para isso, seria necessária a interrupção total do bombeamento da EEAB. De acordo com o parecer do consultor que definiu a configuração do sistema de proteção hidráulica dessa instalação, sem o RHO a estação de bombeamento poderia operar parcialmente com vazões de até $4\text{m}^3/\text{s}$ com pequeno risco, reduzindo o impacto no abastecimento diante da necessidade de sua manutenção. Também foram instaladas válvulas-borboleta de bloqueio de 1.200mm de diâmetro em ambos os ramais na parada de 22/02/2001.

- O agravamento dos vazamentos de ar

Por ocasião do desligamento geral dessa estação, em 30/08/2001, provocado por uma interrupção não prevista no suprimento de energia elétrica, seguiu-se um vazamento de ar de grandes proporções pelo flange cego da entrada de inspeção de 1.800mm de diâmetro, localizado no topo do RHO.

Na inspeção realizada durante os serviços para eliminação do vazamento, constatou-se a presença de diversas fissuras ativas na superfície interna do tanque, levantando a suspeita de que, em algum momento, a pressão interna ultrapassou o limite do RHO.

Fotos 24 e 25 – Vista das fissuras e carbonatação na base do RHO de concreto protendido.

Fonte: SABESP.

Devido a essa ocorrência, em 20/11/2001, foi instalado um compressor adicional de 30HP (162,0m³/h) para compensar o aumento da fuga de ar pelas fissuras recentes. Notou-se, também, o surgimento de vazamentos de água evidenciados pela presença de várias regiões úmidas e com carbonatação na superfície externa do RHO, Fotos (24) e (25).

- Problemas estruturais no RHO

Após vários estudos e pesquisas de produtos com vistas a conferir estanqueidade ao vaso, no final de 2002, duas empresas de consultoria em estruturas, executaram inspeções internas e condenaram o tanque. Recomendaram a desativação no prazo de um ano. Essa conclusão se fundamentava no fato de que, mesmo com a eliminação dos vazamentos através do tratamento das fissuras e posterior impermeabilização interna, o processo de oxidação da armadura, acelerada pelo fenômeno de corrosão sob tensão e pelo Cloro presente na água, não seria interrompido, podendo vir a provocar um acidente de proporções catastróficas, sem mencionar o grande período de desabastecimento que se seguiria. Tal corrosão é evidente pela presença de óxido de Ferro na água que vazava pela parede externa do tanque, Foto (25).

A idéia de impermeabilização, visando interromper os vazamentos de água e reduzir a

velocidade de corrosão, foi então, abandonada, por exigir um período extenso para sua execução, o que prejudicaria seriamente o abastecimento de água, para a execução de uma das alternativas foram estimadas 37 horas de paralisação total do sistema.

□ Soluções

- Em curto prazo

Considerando os prazos demasiadamente longos para o processo de licitação, tanto para a elaboração do projeto básico e executivo quanto para a execução da obra, necessários para se promover a substituição do RHO atual, prazos esses incompatíveis para atender às recomendações dos consultores, foram definidas algumas providências visando assegurar a confiabilidade mínima do sistema. Elaboração de estudo para reavaliar o comportamento do sistema com relação a transitórios hidráulicos e definir soluções alternativas emergenciais que garantissem a continuidade operacional levando-se em conta a importância do Sistema Produtor. Aquisição de oito válvulas-ventosas (Figura 29), de abertura rápida e fechamento controlado com 200mm de diâmetro para instalação ao longo da adutora de recalque, sendo cinco em substituição às ventosas de duplo efeito existentes, duas como instalações novas e uma a ser mantida como reserva. Essas ventosas abrem instantaneamente no início da depressão no interior da adutora, promovendo a admissão de um grande volume de ar, e fecha-se em estágios, reduzindo gradativamente a velocidade de expulsão do ar para a atmosfera, evitando o rejuntamento rápido das colunas líquidas e, conseqüentemente, o golpe de aríete provocado pela união descontrolada das colunas. A instalação dessas válvulas foi recomendada pelo estudo de verificação de transitórios hidráulicos na rede, concluído em Janeiro de 2005.

Figura 29 – Válvula de admissão e expulsão de ar – Ventosa. Fonte: BUGATTE, 2005.

A Figura 29 mostra os detalhes internos da válvula-ventosa instalada ao longo da 8.^a Adutora de água bruta da EEAB Guarapiranga.

- A aquisição e instalação de duas válvulas de admissão de ar de 200mm de diâmetro no topo do RHO.

Essas válvulas têm a função de permitir a entrada de uma grande quantidade de ar no vaso durante a depressão verificada no início do transitório hidráulico. No momento em que o nível de água inicia o movimento ascendente, essas válvulas se fecham, aprisionando o ar no interior do RHO, o que garante um volume mínimo operacional, mesmo que o nível de água esteja muito alto no início do ciclo.

A fim de possibilitar a instalação dessas válvulas, foi necessária a confecção de um tampão

em calota torisférica flangeada de 1.800mm de diâmetro em aço, a ser instalado em substituição ao flange cego na entrada de inspeção localizada no topo do RHO. Essa instalação também se originou do estudo descrito anteriormente.

- Em médio prazo

Em paralelo às providências mencionadas acima, foi desencadeado o processo para substituição do atual RHO de concreto, que previa a instalação de dois novos vasos de pressão esféricos, a serem confeccionados em chapas de aço soldadas, de acordo com o Código ASME (The American Society of Mechanical Engineers), Seções VIII (Vasos de Pressão) e a seção IX (Qualificações para Soldagem e Brasagem).

A concepção do projeto visava aumentar a confiabilidade e a flexibilidade do sistema de proteção, foram adotadas duas esferas metálicas (Figura 30) para permitir o isolamento para inspeção ou eventuais manutenções, sem que isso provoque a paralisação total do bombeamento. A interligação desses vasos na 8.^a Adutora será feita através das duas derivações existentes do RHO atual. A montagem dessas esferas teve início em novembro de 2004 e foi concluída em 23 de julho de 2005.

Resumo das características do dispositivo de proteção:

Formato: esférico;
Diâmetro externo: 10,5m;
Espessura de parede do corpo: 31,8mm (1 ¼");
Material do corpo: ASTM A516 Gr.70 (Cr-Mn-Si);
Norma de projeto e construção: Código ASME, Seção VIII e XI;
Pressão máxima de trabalho: 130mca;
Pressão de projeto: 16kgf/cm² (PN16);
Volume interno de cada esfera: 595,2m³;
Peso de cada esfera vazia, sem as conexões e pedestais: 87tf. Fonte: SABESP.

Figura 30 – Esquema da Interligação dos RHOs esféricos na adutora.

Fonte: SHIROMOTO, 2005.

A Figura 30 mostra a configuração básica com a disposição dos dois RHOs esféricos em relação à instalação existente.

A sequência de Fotos (26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33 e 34) abaixo, registra as fases de construção dos dois reservatórios (RHOs) em forma de esfera, a nova instalação foi planejada e executada ao lado do RHO de concreto existente em funcionamento, cuja função era proteger a adutora até a conclusão do novo dispositivo.

Foto 26 – Base metálica do primeiro vaso esférico.	Foto 27 – Montagem do primeiro vaso esférico.	Foto 28 – Estrutura principal do primeiro vaso concluída.

Foto 29 – Início da montagem do segundo vaso esférico.	Foto 30 – Montagem do segundo vaso esférico.	Foto 31 – Estrutura principal do segundo vaso concluída.

Foto 32 – Proteção térmica.	Foto 33 – Vista interna.	Foto 34 – Esfera concluída.

Fotos 26 a 34 – Fases de construção do novo RHO esférico. Fonte: SABESP.

Foto 35 – Reservatório Hidropneumático (RHO), concluído. Fonte: SABESP, 2005.

Após o início da operação do novo RHO esférico (Foto 35), os problemas foram solucionados, o consumo de ar comprimido reduziu-se significativamente, de uma instalação anterior de ar comprimido com potência de 80 HP e 312 m³/h, sendo utilizada 20 horas por dia, passou-se para utilização de um único conjunto de 30 HP e 162 m³/h com uma utilização de menos de 1 hora por dia.

7.2. Simulação hidráulica do projeto real

As Tabelas 4, 5, 6 a 7 apresentam os dados do sistema de recalque – Guarapiranga.

Tabela 4 – Características da estação elevatória de água do Guarapiranga EEAB.

Descrição	Valor
Número de bombas instaladas	5 unidades
Rotação no ponto de rendimento ótimo	710 rpm
Vazão inicial no regime permanente	16,44527 m ³ /s
Perda de carga na válvula de retenção quando ($Q = Q_r$)	0,2 m
Ponto de rendimento ótimo individual:	Por bomba
Vazão/bomba	3,289 m ³ /s
Altura manométrica	69,88 m
Potência/bomba	2540 kW.

Fonte: SABESP

Tabela 5 - Dados dos ramais das duas esferas do RHO – Guarapiranga

Descrição	Valor/ramal
Comprimento	28 m
Diâmetro	1,60 m
K do r. a. e / K Manning	0,0002 m ^{^(1/3)} /s
K perda de carga singular (Ramal → Tanque)	5,7
K perda de carga singular (Tanque → Ramal)	28,5

Fonte: SABESP

Tabela 6 - Dados da câmara ou tanque.

Descrição	Valor
Cota inicial do nível de água	730,9 m
Cota da base	726,0m
Diâmetro do tanque	11,80 m
K do r. a. e / Manning	0,0002 m ^(1/3) /s
Volume de gás no tanque 500 m ³	500 m ³
Valor de N na fórmula $P.V^N$	1,2.

Fonte: SABESP

Tabela 7 – Dados do barrilete

Descrição	Valor
Comprimento	110 m
K r. a. e K Manning (m ^(1/3) /s	0,00125 m;
Vazão inicial	16,44527 m ³ /s;
Celeridade	1000 m/s;
Perda de carga na tubulação	0,4233989 m.

Fonte: SABESP

Tabela 8 – Dados da adutora

Descrição	Valor
Diâmetro	2500 mm
Comprimento	6126 m
K r. a. e Manning (m ^(1/3) /s	0,00125 m
Vazão inicial	16,44527 m ³ /s
Celeridade	1000 m/s
Perda de carga (23,579468 m. ~3,85 m/km.)	23,579468 m

Fonte: SABESP

Figura 31 – Perfil topográfico da adutora (EEAG – Guarapiranga → ETA - ABV).

Fonte: SABESP

A Simulação foi desenvolvida em computador Pentium III 933 MHz, 256 MB de memória RAM e 60 GB de memória ROM em ambiente Windows 98 – Licença n.º 16500-OEM-0047584-67449. Com software para análise de transitórios em redes de abastecimento - Ctran da FUNDAÇÃO CENTRO TECNOLÓGICO DE HIDRÁULICA - FCTH. Versão 7.3. Concedido a título educacional por tempo determinado para análise desta pesquisa.

□ Simulação com cinco bombas em operação no ponto de trabalho, conforme as características do equipamento descrito da Tabela 4 – Estação elevatória de água bruta Guarapiranga EEABG e da tubulação Tabela 8. A tubulação é de aço com espessura de 14,28mm e rugosidade relativa $k = 0,0001\text{m}$. As informações de rigidez da tubulação e do meio fluido para simulação estão descritas nas Tabelas 02 e 03, sendo que se extrapolou valores de “ α ” para até 1,4% para observar qual diâmetro de atenuador provocaria o mesmo efeito de RHO.

- Simulação de parada dos cinco (05) conjuntos operando em plena carga SEM sistema de proteção – software CTran:

Figura 32 – Simulação da 8.^a adutora do sistema Guarapiranga – ABV/SABESP.

- Simulação de parada dos cinco (05) conjuntos operando em plena carga SEM sistema de proteção – software HAMMER da Haestad Methods.Inc./Bently. Pelo Prof. Dr. Edmundo Koelle. Esta simulação foi utilizada no dimensionamento dos dois RHOs esféricos que estão em operação na 8.^a adutora do sistema Guarapiranga.

Figura 33 - Simulação da 8.^a adutora do sistema Guarapiranga – ABV/SABESP.

Fonte: SABESP.

Figura 37 - Simulação com atenuador de celeridade com $\alpha = 0,8\%$ (relação entre os volumes de ar e água por metro linear da adutora) e um TAU instalado nas proximidades da ETA, ultimo tubo de jusante da adutora.

8.0.Verificação da capacidade de redução do golpe de Ariete pelo tubo atenuador com a variação do diâmetro da tubulação principal

A verificação da capacidade de redução do tubo atenuador com valores de diâmetros nominais da tubulação principal entre 300 e 2500mm será feita com velocidade no regime permanente de 2,54 m/s, variando-se o valor do diâmetro nominal de 300mm até 2500mm e mantendo-se a mesma velocidade, aplica-se uma simulação simples para um modelo constituído de reservatório, tubulação de 1000metros e uma válvula tipo gaveta, para fechamento rápido de 2 segundos, pode-se com isto, comparar a eficiência entre as simulações para os vários diâmetros com o mesmo valor percentual de ar contido na tubulação e verificar se há perda de eficiência com o aumento do valor do diâmetro nominal da tubulação principal. O tubo atenuador não precisa de muitos acessórios, mesmo assim são necessários dutos em tela e fixadores que podem modificar as respostas das simulações se a rugosidade equivalente não for considerada, para a superfície externa do tubo atenuador e para a superfície interna do tubo principal. Os resultados estão representados nas Figuras 38 a 43

A Figura 38 mostra as variações da celeridade de onda em um tubo de aço com diâmetros diferentes, equipado com atenuador de celeridade.

Figura 38 – Variação da celeridade com a variação percentual do ar contido da tubulação principal $\alpha = (d / D)^2$, para a faixa de diâmetros entre 300 e 2500mm.

A figura 39 mostra o resultado da simulação de um sistema: **Reservatório – Tubo – Válvula** com 1000metros de tubulação em aço, diâmetro de 2500mm e celeridade de 1000 m/s, fechamento da válvula em 2 segundos.

Figura 39 – Envoltórias de máximas e mínimas pressões para um golpe de Aríete provocado por um fechamento rápido da válvula de jusante em 2 segundos.

A Figura 40 apresenta a variação de pressão a montante da válvula tipo gaveta após o fechamento em 2 segundos.

Figura 40 – Variação da pressão a montante da válvula com celeridade de 1000m/s.

A nova simulação será executada com o mesmo sistema: **Reservatório – Tubo – Válvula**, com a celeridade de 150m/s, que corresponde a um tubo atenuador de 250mm, resultante da relação ar-água ($\alpha = (d/D)^2 = (250/2500)^2 = 0,01 = 1\%$). Os resultados estão representados nas Figuras 41 e 42.

Figura 41 – Envoltória de máximas pressões para uma celeridade de 150 m/s.

A máxima pressão obtida a montante da válvula, na simulação com tubo de 2500mm e celeridade de 1000m/s, está representada na Figura 40, e vale 290mH₂O, obteve-se com

fechamento da válvula em 2 segundos. Com a instalação do atenuador que modifica as características do meio fluido para uma celeridade de 150m/s, obteve-se uma pressão máxima de 83mH₂O, este resultado está representado na Figura 42.

Figura 42 - Variação da pressão a montante da válvula, tubulação em aço com atenuador de celeridade de 150m/s.

A Figura 43 representa um novo sistema: **Reservatório – Tubo – Válvula**, que tem 1000m de comprimento, diâmetro de 500mm, celeridade de 150m/s e velocidade de 2,54 m/s no regime permanente. A simulação visa observar a eficiência do tubo atenuador, mantendo-se a mesma relação ar-água pela fórmula ($\alpha = (d / D)^2 = (50 / 500)^2 = 1\%$), que estará com características dinâmicas semelhantes a simulação apresentada na Figura 41, mas tem dimensões menores, com isto o atenuador deve apresentar a mesma eficiência no combate ao golpe de Aríete.

Figura 43 – Envoltória de pressão máxima para tubulação de 500mm em aço, celeridade de 150m/s, extensão 1000m e velocidade de 2,54 m/s.

Figura 44 - Variação da pressão a montante da válvula, tubulação de 500mm e celeridade de 150m/s.

Observa-se pelas Figuras 42 e 44, tubos de 2500mm e 500mm respectivamente, que quando permanece a mesma velocidade no regime permanente, o mesmo aço no tubo principal e o mesmo valor percentual da relação ar - água “ $\alpha = (d / D)^2$ ” para o atenuador, a capacidade de redução mantém-se constante, não varia com a variação no valor do diâmetro nominal, com isto pode-se dizer que a eficiência do atenuador vale para qualquer dimensão da tubulação.

9.0. Conclusão e Sugestões

Os resultados obtidos nas simulações matemáticas apresentadas nas Figuras 32 a 36, demonstram que o atenuador de celeridade funciona com a mesma precisão dos RHOs. Nesta análise utilizou-se o atenuador em toda a extensão da rede. As características do material utilizado na simulação do tubo elástico atenuador de celeridade é semelhante às características físicas da borracha de fabricação de câmara de ar para automóveis, o baixo custo da instalação do dispositivo atenuador de celeridade quando comparado com a construção do RHO, pode viabilizar a construção do tubo elástico atenuador, com polímeros específicos que funcionem com performance igual ou superior ao RHO. A questão amplamente divulgada sobre as dificuldades de instalação e manutenção dos atenuadores inseridos na tubulação, parece superada com o avanço das tecnologias nas áreas químicas e metalúrgicas. A indústria de tubos elásticos dispõe de polímeros que permitem a fabricação de tubos com características específicas, pré-estabelecidas sob encomenda, para a construção de tubos atenuadores cujas características visam atender a resistência e flexibilidade necessária para o tubo atenuador funcionar com máxima performance, da mesma forma como se faz para a indústria metalúrgica na especificação do aço que se deseja na construção de um RHO. As telas de aço inox que serão utilizadas como dutos que permitem a substituição dos tubos elásticos instalados por trechos da adutora, podem ser especificadas de tal forma que atendam a necessidade de garantir o funcionamento por longo tempo sem a perda das características de resistência e durabilidade igual a da tubulação principal. As figuras 45 a 47 mostram uma proposta para a construção e instalação do tubo atenuador de celeridade em adutoras novas. As construções novas podem permitir a montagem do duto, em aço inox, na tubulação principal, antes da construção da adutora e posteriormente a instalação do tubo elástico por inserção. O dispositivo já instalado poderá ser pressurizado com a pressão da rede em regime permanente. A instalação deverá estar equipada com manômetros ou transdutores de pressão para o monitoramento local ou a distância por meios de telemetria. O dispositivo será calibrado através de compressores portáteis de fácil aplicação em pontos pré-estabelecidos ao longo da adutora. A Figura 45 mostra o dispositivo compressor móvel que poderá alimentar o atenuador diretamente nas válvulas instaladas ao longo da adutora ou indiretamente através de pequenos cilindros de ar conectados por tubos de cobre entre a válvula externa do atenuador e ao cilindro pulmão de pequeno porte fixado no poço de visita que funcionará como estação de manutenção, calibração e monitoramento da instalação do dispositivo de proteção da adutora.

Figura 45 – Estação de calibração, manutenção e monitoramento do dispositivo atenuador de celeridade.

Figura 46 – Tubo atenuador de celeridade.

Figura 47 – Conexões de montagem do tubo atenuador.

O detalhamento do dispositivo atenuador está apresentado nas Figuras 45 e 47, onde se podem observar as fases de montagem das peças envolvidas na construção e montagem do atenuador. O comprimento do atenuador poderá ser estabelecido por simulação hidráulica, visando atender a níveis de redução do golpe de Ariete conforme as exigências do projeto. A simulação apresentada na Figura 37 mostra que o uso combinado do atenuador com chaminé de equilíbrio ou tanques unidirecionais, podem reduzir o trecho da instalação com atenuador e eliminar totalmente o efeito do transitório na tubulação.

10.0. Referências bibliográficas

ALMEIDA, A.B.; KOELLE, E. **Fluid transients in pipe networks**. Computacional Mecanica Publication, Southampton, 1992.

ALLIEVI, L. **Teoria generale del moto perturbado dell'acqua anei tubi in pressione**. Ann. Soc. Ing. Arch. Italia, 1903.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT 12218/1994 Projetor de redes de distribuição de água para abastecimento público**. São Paulo, 1994.

BERGERON, L., **Water hammer in hydraulics and wave surges in electricity**, 1961, (Wiley, New York).

BARBARÁ. **Canalização sob pressão**. Catálogo. Rio de Janeiro, 1987.

BERMAD. **Válvulas de controle antigolpe de Aríete**. Catálogo. São Paulo, 1987.

BUGATTE. **Válvulas de admissão e expulsão de ar**. Catálogo. São Paulo, 2005.

CHAUDHRY, M. H. **Applied hydraulic transients**, 2nd Edition, Van Nostrand Reinhold, New York. 1987.

JAEGER, C., **Fluid transients in hydroelectric engineering practice**. Blackie. Glasgow, 1977.

JUOKOWSKY, N. **Waterhammer**. Men. Imp. Acad. Soc. St. Peterburg, 1898.

KOBORI, T.; YOKOYAMA, S.; MIYASHIRO, H. **Propagation velocity of pressure weve in pipe line**. Hitachi Hyoron. Japan, 1955.

KOELLE, E. **Parecer Técnico N.º 21/2002 – Reservatórios Hidropneumáticos (RHO)**. SABESP, 2002

KOELLE, E. **Parecer Técnico N.º 08/2003 – Proteção Emergencial aos Transientes Hidráulicos**. SABESP, 2003.

KOELLE E., **Educação continuada em engenharia hidromecânica**. Gestão, Projeto e

Operação de redes hidráulicas. SABESP. São Paulo, 1998. v.7.

KORTEWEG, D. J. **Ueber die fortpflanzungsgeschwindigkeit des schalles in elastischen rohren.** Annalen der physic und chemie. Wiedmann. ed. New series. Vol.5. Amsterdam, 1878.

PARMAKIAN, J., **Water hammer analysis**, Dover, New York. USA, 1963.

PEARSALL, I.S. **The velocity of water hammer.** Symp. Surges. In pipelines. Proc. Inst. Mech. Eng. USA, 1965.

RÉMENIERAS, G. **Dispositifs simple pour reduire la celerite des ondes elastiques dans les conduites en charge.** *La Houille Blache*, no. Special A, p. 172-196. Lyon France 1952.

RIVAS, A.; SÁNCHEZ, G. **Transitórios en instalaciones Golpe de Aríete.** Universidade de Navarra (TECNUN). España. Disponível na Internet: < www.tecnun.es >. Acesso em 12 de fevereiro de 2003.

SHIRIMITO, J. **RHOs da EEAB Guarapiranga – Os primeiros vasos de pressão esféricos na área de saneamento.** SABESP. São Paulo, 2005.

STREETER, V. L., **Unsteady flow calculations by numerical methods**, Trans. ASME J. Basic Eng., 1972.

_____; WYLIE, E. B, **Fluid transients in systems**, Prentice Hall, Englewood Cliffs. N.J. USA. 1993.

TSUTIYA, M. T. Abastecimento de água. 1.^a edição. São Paulo, 2004.

VALLOY. **Válvulas de controle antigolpe de Aríete.** Catálogo. São Paulo, 2005.

WEG. **Inversores de frequência.** Catálogo. São Paulo, 2001.

WENG, C. K., **Transmission of power by pulsating flow (P-F) concept in hydraulic systems**, Trans. ASME, J. Basic Eng., 1966, v. 88, p. 316-322.

WYLIE, E. B., **Resonance in pressurized piping systems**, Trans. ASME, J. Basic Engine, 1965, v. 87, p. 960-966.