

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
INSTITUTO DE PESQUISAS HIDRÁULICAS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM RECURSOS HÍDRICOS E
SANEAMENTO AMBIENTAL

**TRANSIENTES HIDRÁULICOS EM SISTEMAS DE
BOMBEAMENTO: INFLUÊNCIA DO MATERIAL DO CONDUTO E
DISPOSITIVO DE PROTEÇÃO**

Eng^o Civil Lucas Camargo da Silva Tassinari

Dissertação de Mestrado

Porto Alegre, Fevereiro de 2017

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
INSTITUTO DE PESQUISAS HIDRÁULICAS

**TRANSIENTES HIDRÁULICOS EM SISTEMAS DE
BOMBEAMENTO: INFLUÊNCIA DO MATERIAL DO CONDUTO E
DISPOSITIVO DE PROTEÇÃO**

ENGº CIVIL LUCAS CAMARGO DA SILVA TASSINARI

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos e Saneamento Ambiental da Universidade Federal do Rio Grande do Sul como requisito parcial para a obtenção do título de mestre em Recursos Hídricos e Saneamento Ambiental

Orientador: Prof. Dr. Luiz Augusto Magalhães Endres

Coorientadora: Prof. Dra. Daniela Guzzon Sanagiotto

Banca Examinadora

Prof. Marcelo Giulian Marques – Instituto de Pesquisas Hidráulicas IPH/UFRGS

Prof. Juan Martin Bravo – Instituto de Pesquisas Hidráulicas IPH/UFRGS

Prof. Rodrigo Cauduro Dias de Paiva – Instituto de Pesquisas Hidráulicas IPH/UFRGS

Prof. Jaime Federici Gomes – Pontifícia Universidade Católica PUC/RS

Porto Alegre, fevereiro de 2017

APRESENTAÇÃO

Esta dissertação foi desenvolvida dentro do Programa de Pós-Graduação em Recursos Hídricos e Saneamento Ambiental do Instituto de Pesquisas Hidráulicas da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, sob a orientação do professor Luiz Augusto Magalhães Endres e coorientação da professora Daniela Guzzon Sanagiotto.

Utilizo este espaço para registrar os meus agradecimentos às pessoas e instituições que influenciaram de alguma forma na realização deste trabalho.

Agradeço à minha melhor amiga, e companheira de uma vida, Graziela Rubin, por motivar e apoiar com todas as forças o meu trabalho e o meu estudo. Seu apoio foi essencial para o término dessa dissertação.

À minha família, repleta de pessoas que amo, em especial minha mãe Cristiane Camargo da Silva e meu pai Marcos Aurélio Tassinari Filho, registro meus agradecimentos. A busca pelo conhecimento, através de um divertido processo de estudo e trabalho, foi uma herança de valor imensurável.

Agradeço aos diretores da Magna Engenharia, pela oportunidade de realizar o mestrado junto ao trabalho. Registro especial agradecimento à engenheira Rosi Bernardes pelo apoio e compreensão durante esse processo e aos demais colegas da Magna, pelas experiências e conhecimentos transmitidos, que certamente embasaram muitas linhas dessa dissertação.

Agradeço ao Instituto de Pesquisas Hidráulicas da UFRGS pela oportunidade de fazer mestrado, onde pude absorver um pouco do conhecimento de alguns professores através das disciplinas e durante a elaboração desta dissertação.

Registro especial agradecimento aos meus mentores neste processo, Luiz Endres e Daniela Sanagiotto, pela sua paciência, acolhimento, ideias, risadas, e pelo conhecimento transmitido.

Aos amigos do curso de Engenharia Civil, Francisco, Andréia, Fernanda, Carolina, Isabela e Bárbara, agradeço pelo apoio, pela cumplicidade e pelo convívio (mesmo que a distância).

Aos amigos Rutinéia Tassi e Daniel Allasia, agradeço por seguirem me guiando por bons caminhos e, junto aos amigos do grupo Ecotecnologias, terem participado do início da minha vida acadêmica.

Aos amigos citados e àqueles que eu não indiquei diretamente nessas linhas, mas com quem convivo ou convivi ao longo dos anos, agradeço por terem contribuído para que eu construísse este momento do qual me orgulho e que me faz feliz.

RESUMO

A análise de transientes hidráulicos em sistemas de bombeamento deve ser realizada já nos estudos de concepção, mesmo que simplificada, para assegurar a viabilidade técnica e econômica dos sistemas nas etapas posteriores dos estudos, com maior nível de detalhe.

A magnitude dos transientes hidráulicos depende das características do sistema, dentre as quais se destaca o material dos condutos. Conhecendo-se as pressões extremas ao longo do conduto, este poderá ser dimensionado com segurança para resistir aos esforços gerados pelos transientes ou poderão ser utilizados dispositivos de proteção, reduzindo os efeitos dos transientes. A melhor escolha deverá, portanto, se basear em critérios técnicos e econômicos.

Essa dissertação tem como objetivo contribuir para o estabelecimento de parâmetros e critérios que auxiliem a escolha do material dos condutos forçados em sistemas de bombeamento, ao nível de estudo de concepção, considerando-se aspectos relativos aos transientes hidráulicos e econômicos.

Para tanto, foram realizadas simulações computacionais com o software Allievi. Assim, foram apresentados gráficos com as envoltórias de cargas extremas, possibilitando-se estimar o comportamento dos transientes hidráulicos em sistemas similares aos estudados.

Ainda, foram realizadas análises de sensibilidade quanto ao momento de inércia do conjunto motor-bomba, comprimento e diâmetro da adutora e se discutiu como cada uma dessas características influenciou os transientes hidráulicos.

Os valores de oscilação de cargas ao longo das diferentes adutoras foram relacionados com parâmetros frequentemente utilizados em estudos de sistemas de geração de energia hidrelétrica para indicar a necessidade de proteção contra transientes. Verificou-se a aplicabilidade desses parâmetros como indicadores da necessidade de proteção também em sistemas de bombeamento e, com base nesses parâmetros, propôs-se uma metodologia para estimar as envoltórias de cargas piezométricas extremas ao longo da adutora.

Após, foram feitas novas simulações com os dispositivos de proteção, permitindo-se elencar soluções tecnicamente viáveis para os sistemas estudados. Ao final, para estabelecer critérios técnicos e econômicos, foram geradas curvas de custos para as adutoras de diferentes materiais e dispositivos de proteção e foram elencadas as melhores alternativas para os sistemas. Concluiu-se que o uso de dispositivos de proteção apresenta grande potencial de aplicação com vistas à redução dos custos de implantação de sistemas de bombeamento.

Palavras-chave: transientes hidráulicos, sistema de bombeamento, material do conduto, programa Allievi, modelagem computacional.

ABSTRACT

It is essential to analyze hydraulic transients in pumping systems already in concept design stage, even in a simplified way, to ensure its technical and economic feasibility throughout the next project stages, when there is a higher level of detailing.

Hydraulic transient magnitude depends on the characteristics of the system, among which the material of the pipes stands out. By knowing the extremes pressures along the pipe, it can be safely design to withstand the stresses generated in the transient flow or protection devices may be used, reducing the effects of the transients. The best option should therefore to be based on technical and economic criteria.

This dissertation aims to contribute on the establishment of parameters and criteria to support the pipe material selection in pumping systems concept design by considering aspects related to hydraulic transients and economic analysis.

So, for the characterization of the unsteady flow pressure profile it has been done unsteady flow simulations by using the Allievi software. There was presented graphics with extrema head profiles to make possible to estimate the hydraulic transient behavior in pumping systems. Additionally, it has been done sensitivity analysis of the combined polar moment of inertia of motor and pump and of the pipe diameter and length. Thus, it was discussed how each of these information influenced hydraulic transient.

The head oscillation values along different pipes were associated to parameters frequently used in studies of hydropower generation systems to indicate the need for protection against transients. It was verified that these parameters can be used to indicate the need of protection also in pumping systems studies and based on this it had been proposed a new simplified method to estimate extrema head profiles along the pipe.

After that, new simulations were made with protection devices allowing the identification of technically feasible solutions for both studied systems. In order to establish technical and economic criteria, cost curves were generated for different pipe materials and protection devices and the best alternatives for each system were listed based on these criteria. So, it has been concluded that the use of a protection device presents a great potential to reducing pumping systems implantation costs.

Keywords: hydraulic transients, pumping systems, pipe material, Allievi software, computational modelling.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
2	OBJETIVOS	6
2.1	OBJETIVO GERAL	6
2.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	6
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
3.1	TRANSIENTES HIDRÁULICOS.....	10
3.1.1	<i>Equações Básicas</i>	<i>10</i>
3.1.1.1	Equação da Continuidade.....	14
3.1.1.2	Equação da Quantidade de Movimento.....	15
3.1.1.3	Cálculo da Celeridade	16
3.1.1.4	Perda de Carga.....	17
3.1.2	<i>Dispositivos de Proteção Contra Transientes Hidráulicos</i>	<i>20</i>
3.1.2.1	Tanque de Alimentação Unidirecional (TAU).....	21
3.1.2.2	Chaminé de Equilíbrio.....	24
3.1.2.3	Reservatório Hidropneumático (RHO).....	30
3.1.2.4	Válvula de Retenção.....	35
3.1.2.5	Ventosas	36
3.1.3	<i>Métodos Simplificados para Golpe de Aríete em Sistemas de Bombeamento....</i>	<i>37</i>
3.2	MÉTODOS DE SIMULAÇÃO	40
3.2.1	<i>Método das Características.....</i>	<i>40</i>
3.2.2	<i>Condições de Contorno.....</i>	<i>45</i>
3.2.2.1	Reservatórios de Nível Constante	45
3.2.2.2	Final de Linha (Dead End)	47
3.2.2.3	Válvula a Jusante.....	48
3.2.2.4	Junção.....	48
3.2.2.5	Bombas Hidráulicas	49
3.2.3	<i>Crítérios de Convergência e Estabilidade</i>	<i>51</i>
3.2.4	<i>Programas para a Simulação dos Transientes Hidráulicos</i>	<i>52</i>
3.3	CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DOS SISTEMAS.....	56
3.4	CONDUTOS – CARACTERÍSTICAS DOS MATERIAIS E APLICAÇÃO.....	57
3.4.1	Aço.....	57
3.4.2	PVC (Cloreto de Polivinila)	61
3.4.3	PRFV (Poliéster Reforçado com Fibras de Vidro)	63

3.4.4	<i>Ferro Fundido</i>	63
3.4.5	<i>PEAD (Polietileno de Alta Densidade)</i>	64
3.4.6	<i>Dados Gerais para os Diferentes Materiais</i>	65
4	METODOLOGIA	66
4.1	CARACTERIZAÇÃO DOS SISTEMAS HIDRÁULICOS AVALIADOS	67
4.1.1	<i>Estação Elevatória</i>	68
4.1.2	<i>Materiais e Diâmetros Considerados</i>	71
4.2	SIMULAÇÕES	71
4.2.1	<i>Simulações sem Dispositivos de Proteção (Etapa de Diagnóstico)</i>	73
4.2.2	<i>Simulações para Análise de Sensibilidade</i>	75
4.2.3	<i>Simulações com Dispositivos de Proteção (Etapa de Dimensionamento)</i>	76
4.2.4	<i>Definição de Parâmetros para a Estimativa dos Transientes Hidráulicos</i>	78
4.3	COMPOSIÇÕES DE CUSTOS E AVALIAÇÃO TÉCNICO-ECONÔMICA.....	78
4.3.1	<i>Composições de Custos dos Conduitos Instalados</i>	78
4.3.2	<i>Composições de Custos dos Dispositivos de Proteção</i>	79
4.3.3	<i>Avaliação Técnico-Econômica</i>	79
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES A RESPEITO DAS SIMULAÇÕES DIAGNÓSTICAS (SISTEMAS DESPROTEGIDOS)	80
5.1	VERIFICAÇÕES E TESTES NO MODELO UTILIZADO.....	80
5.2	SIMULAÇÕES DIAGNÓSTICAS PARA CONDUTOS COM DIFERENTES MATERIAIS	86
5.3	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE QUANTO À VELOCIDADE DE ESCOAMENTO	95
5.4	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE QUANTO AO COMPRIMENTO DA TUBULAÇÃO DE RECALQUE.....	102
5.5	ANÁLISE DE SENSIBILIDADE QUANTO AO MOMENTO DE INÉRCIA....	107
5.6	ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS E SUA RELAÇÃO COM PARÂMETROS USUAIS UTILIZADOS EM ESTUDOS DE CIRCUITOS DE USINAS HIDRELÉTRICAS	111
6	ESTUDOS DE CASO – VERIFICAÇÃO SIMPLIFICADA DE TRANSIENTES HIDRÁULICOS NA ETAPA DE DIAGNÓSTICO	121
6.1	ESTAÇÃO ELEVATÓRIA DE ÁGUA BRUTA PARA ABASTECIMENTO URBANO	121
6.2	ESTAÇÃO ELEVATÓRIA PARA PERÍMETRO IRRIGADO.....	126

7	RESULTADOS E DISCUSSÕES A RESPEITO DAS SIMULAÇÕES DE DIMENSIONAMENTO (SISTEMAS PROTEGIDOS)	131
7.1	PROTEÇÃO DO SISTEMA A	131
7.2	PROTEÇÃO DO SISTEMA B	137
8	CUSTOS DAS INSTALAÇÕES HIDRÁULICAS.....	142
8.1	CUSTOS DOS CONDUTOS.....	142
8.2	CUSTOS DOS SISTEMAS DE PROTEÇÃO	143
9	AVALIAÇÃO TÉCNICO-ECONÔMICA.....	146
10	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	149
10.1	CONCLUSÕES	149
10.2	RECOMENDAÇÕES.....	154
11	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	155
12	ANEXOS	160

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Rompimento de uma adutora em Denver.	2
Figura 1.2. Rompimento de um conduto forçado na Líbia.	2
Figura 1.3. Colapso da Adutora de General Sampaio no Ceará.	3
Figura 3.1. Propagação da onda de pressão devido ao fechamento instantâneo de uma válvula a jusante da tubulação.	11
Figura 3.2. Tanque de Alimentação Unidirecional (TAU) logo a jusante de uma estação de bombeamento.	22
Figura 3.3. Esquema de um TAU com suas peças e válvulas acessórias.	23
Figura 3.4. Chaminés de Equilíbrio do Sistema de Bombeamento de Esgoto Cloacal Cristal (DMAE/Porto Alegre).	24
Figura 3.5. Esquema de uma chaminé de equilíbrio.	25
Figura 3.6. Chaminé de equilíbrio de seção constante - Ábaco para a obtenção do coeficiente da oscilação da carga na chaminé para a parada brusca do bombeamento.	28
Figura 3.7. Reservatórios Hidropneumáticos.	30
Figura 3.8. Esquema de funcionamento do RHO. (a) funcionamento normal (b) final da fase de depressão (c) final da fase de compressão.	31
Figura 3.9. RHO com by-pass na válvula de retenção.	32
Figura 3.10. Ventosas de Tríplice Função com válvula de seccionamento para manutenção.	36
Figura 3.11. Linhas Características no plano x-t.	43
Figura 3.12. Topologia do modelo de simulação da instalação predial no programa Allievi.	54
Figura 3.13. Comparação entre dados medidos e simulados de pressão na tubulação de recalque na partida da bomba de velocidade fixa.	55
Figura 4.1. Fluxograma das atividades apresentadas na Metodologia	66
Figura 4.2. Esquema da estação de bombeamento considerada.	69
Figura 4.3. Esquema das adutoras para os Sistemas A e B a partir da estação de bombeamento.	70
Figura 4.4. Diagrama com as Simulações executadas e suas características	72
Figura 5.1. Variação da vazão e da rotação da bomba em função do tempo – evento transitório devido à parada no fornecimento de energia ao motor – Simulações de Teste.	81
Figura 5.2. Carga Piezométrica ao longo da adutora para diferentes instantes – Propagação da onda de pressão devido à parada brusca do bombeamento.	83

Figura 5.3. Valores de Carga Piezométrica Mínima junto à elevatória para diferentes intervalos de tempo de cálculo – Simulações de Teste.....	85
Figura 5.4. Variação dos dados de Carga Piezométrica e Vazão ao longo do tempo para as seções 0%, 25%, 50%, 75% e 100% do comprimento total. Exemplo para a Simulação do Sistema A com adutora em ferro fundido.....	88
Figura 5.5. Resultados das simulações diagnósticas para o Sistema A: Envoltórias de extremos de carga piezométrica ao longo da adutora obtidas nas simulações em regime transiente para diferentes materiais	89
Figura 5.6. Resultados das simulações diagnósticas para o Sistema B: Envoltórias de extremos de carga piezométrica ao longo da adutora obtidas nas simulações em regime transiente para diferentes materiais	90
Figura 5.7. Comparação entre a saída do programa Allievi e o ajuste por polilinhas proposto das posições estudadas (0%, 10%, 25%, 50% e 75% e 100% do comprimento total)	91
Figura 5.8. Diferença percentual entre as cargas extremas obtidas nas simulações transientes diagnósticas e a carga piezométrica em regime permanente ao longo da adutora para os Sistemas A e B para os diferentes materiais considerados para as adutoras.....	92
Figura 5.9. Resultados das simulações de análise de sensibilidade quanto à velocidade do escoamento para o Sistema A: Envoltórias de extremos de carga piezométrica ao longo da adutora obtidas nas simulações em regime transiente para diferentes diâmetros de adutora.....	96
Figura 5.10. Resultados das simulações de análise de sensibilidade quanto à velocidade do escoamento para o Sistema B: Envoltórias de extremos de carga piezométrica ao longo da adutora obtidas nas simulações em regime transiente para diferentes diâmetros de adutora.....	99
Figura 5.11. Diferença percentual entre as cargas extremas obtidas nas simulações transientes de análise de sensibilidade quanto à velocidade de escoamento e a carga piezométrica em regime permanente ao longo da adutora para os Sistemas A (adutora em aço) e B (adutora em ferro fundido)	101
Figura 5.12. Resultados das simulações de análise de sensibilidade quanto ao comprimento da adutora em aço para o Sistema A: Envoltórias de extremos de carga piezométrica ao longo da adutora.....	102
Figura 5.13. Resultados das simulações de análise de sensibilidade quanto ao comprimento da adutora em ferro fundido para o Sistema B: Envoltórias de extremos de carga piezométrica ao longo da adutora.....	104
Figura 5.14. Diferença percentual entre as cargas extremas obtidas nas simulações transientes de análise de sensibilidade quanto ao comprimento da adutora para os Sistemas A (adutora em aço) e B (adutora em ferro fundido)	106

Figura 5.15. Resultados das simulações de análise de sensibilidade quanto ao momento de inércia do conjunto motor-bomba para o Sistema A com adutora em aço: Envoltórias de extremos de carga piezométrica ao longo da adutora.....	108
Figura 5.16. Resultados das simulações de análise de sensibilidade quanto ao momento de inércia do conjunto motor-bomba para o Sistema B com adutora em ferro fundido: Envoltórias de extremos de carga piezométrica ao longo da adutora.....	110
Figura 5.17. Relação entre o parâmetro L/H e as pressões extremas na seção da adutora junto à elevatória.....	113
Figura 5.18. Relação entre pressões extremas e o parâmetro t_h na seção da adutora junto à elevatória (0% de L).....	115
Figura 5.19. Relação entre pressões extremas e o parâmetro t_h na seção localizada no meio da adutora (50% de L).....	115
Figura 5.20. Relação entre pressões extremas e o parâmetro t_h na seção da adutora localizada em 75% do seu comprimento total (75% de L).....	116
Figura 5.21. Relação entre as curvas ajustadas para o cálculo das pressões extremas em função do parâmetro t_h e estimativa de pressões extremas pelo Método de Mendiluce junto à elevatória.....	119
Figura 5.22. Relação entre as curvas ajustadas para o cálculo das pressões extremas em função do parâmetro L/H e estimativa de pressões extremas pelo Método de Mendiluce junto à elevatória.....	119
Figura 6.1. Perfil da Adutora Fictícia para o Estudo de Caso 01.....	121
Figura 6.2. Envoltórias de Cargas Piezométricas Extremas calculadas com as equações ajustadas – Estudo de Caso 01.....	124
Figura 6.3. Envoltórias de Cargas Piezométricas Extremas calculadas com equações ajustadas em comparação com os resultados da simulação no programa Allievi – validação da metodologia – Estudo de Caso 01.....	125
Figura 6.4. Perfil da Adutora Fictícia para o Estudo de Caso 02.....	126
Figura 6.5. Envoltórias de Cargas Piezométricas Extremas calculadas com as equações ajustadas – Estudo de Caso 02.....	128
Figura 6.6. Envoltórias de Cargas Piezométricas Extremas calculadas com equações ajustadas em comparação com os resultados da simulação no programa Allievi – validação da metodologia – Estudo de Caso 02.....	130
Figura 7.1. Resultados para as simulações em regime transiente do Sistema A com adutora em aço protegida com Chaminé de Equilíbrio, TAU e RHO: Envoltórias de extremos de cargas piezométricas ao longo da adutora.....	136

Figura 7.2. Resultados para as simulações em regime transiente do Sistema B com adutora em ferro fundido protegida com TAU e RHO: Envoltórias de extremos de cargas piezométricas ao longo da adutora.....	141
Figura 7.3. Resultados para as simulações em regime transiente do Sistema B com adutora em PEAD protegida com TAU e RHO: Envoltórias de extremos de cargas piezométricas ao longo da adutora	141
Figura 8.1. Curvas de custos para tubos em diferentes materiais e diâmetros – DN 150 mm a DN 1.000 mm.....	143
Figura 8.2. Curvas de custos para Reservatório Hidropneumático (RHO)	144
Figura 8.3. Curva de custos para a Chaminé de Equilíbrio	144
Figura 8.4. Curva de custos para o Tanque de Alimentação Unidirecional (TAU)	145

LISTA DE QUADROS

Quadro 3.1. Valores para o coeficiente adimensional de perda de carga localizada - k	19
Quadro 3.2. Valores do Coeficiente CM em função da declividade. Fonte: Tomaz (2010)	38
Quadro 3.3. Valores de KM em função do comprimento da tubulação de recalque. Fonte: Tomaz (2010)	38
Quadro 3.4. Softwares para simulação de transientes hidráulicos em condutos forçados	52
Quadro 3.5. Dados para o cálculo da celeridade e perda de carga distribuída para os tubos de diferentes materiais.	65
Quadro 5.1. Configurações do software Allievi para as simulações de teste.....	81
Quadro 5.2. Valores de pressão e carga piezométrica para diferentes intervalos de tempo de cálculo – Simulações de teste	84
Quadro 5.3. Características dos Sistemas A e B para adutoras com diferentes materiais – Simulações Diagnósticas	87
Quadro 5.4. Comparação entre as máximas pressões calculadas e as pressões admitidas pelos tubos de diferentes materiais	95
Quadro 5.5. Características dos Sistemas A e B para adutoras com diferentes diâmetros – Simulações Diagnósticas	97
Quadro 5.6. Características dos Sistemas A e B para adutoras com diferentes comprimentos – Simulações Diagnósticas.....	103
Quadro 5.7. Valores de Momento de Inércia do conjunto motor-bomba utilizados nas simulações de análise de sensibilidade	107
Quadro 5.8. Resumo dos resultados das simulações diagnósticas dos diversos sistemas estudados ..	112
Quadro 6.1. Cálculo das Perdas de Carga – Estudo de Caso 01	122
Quadro 6.2. Cálculo da Envoltória de Extremos – Estudo de Caso 01	123
Quadro 6.3. Cálculo das Perdas de Carga – Estudo de Caso 02	127
Quadro 6.4. Cálculo da Envoltória de Extremos – Estudo de Caso 02	128
Quadro 7.1. Resumo dos resultados das simulações de dimensionamento dos dispositivos de proteção para o Sistema A	132
Quadro 7.2. Características dos Reservatórios Hidropneumáticos nos sistemas protegidos (A) – Etapa de Dimensionamento.....	133
Quadro 7.3. Características dos Tanques de Alimentação Unidirecionais nos sistemas protegidos (A) – Etapa de Dimensionamento.....	134

Quadro 7.4. Características das Chaminés de Equilíbrio nos sistemas protegidos (A) – Etapa de Dimensionamento	135
Quadro 7.5. Características dos Reservatórios Hidropneumáticos nos sistemas protegidos (B) – Etapa de Dimensionamento.....	137
Quadro 7.6. Resumo dos resultados das simulações de dimensionamento dos dispositivos de proteção para o Sistema B.....	138
Quadro 7.7. Características dos Tanques de Alimentação Unidirecionais nos sistemas protegidos (B) – Etapa de Dimensionamento.....	139
Quadro 9.1. Alternativas com e sem proteção para o Sistema A – Análise técnico-econômica.....	147
Quadro 9.2. Alternativas com e sem proteção para o Sistema B – Análise técnico-econômica	147
Quadro 12.1. Classes de pressão, diâmetros e espessuras de parede dos tubos em PVC.....	164
Quadro 12.2. Espessuras das paredes dos tubos de PRFV da Fiberglass - Linha TG em milímetros.	165
Quadro 12.3. Pressões máximas de serviço e espessuras de paredes dos tubos em Ferro Fundido da Saint-Gobain – Junta Elástica - JGS	165
Quadro 12.4. Pressões máximas de serviço dos tubos em Ferro Fundido da Saint-Gobain – Peças com Flanges	165
Quadro 12.5. Pressões máximas de serviço e espessuras de paredes dos tubos PE 80 em PEAD da FGS Brasil, em milímetros.	166
Quadro 12.6. Pressão de colapso para tubulações em PEAD com diferentes classes de pressão e carga de curta duração (3 minutos).....	166

LISTA DE SÍMBOLOS

LETRAS MINÚSCULAS

a	Celeridade [m/s]
e	Espessura da parede [m]
e_c	Espessura da parede de concreto [m]
e_e	Espessura equivalente [m]
e_s	Espessura suplementar [m]
$e_{mín}$	Espessura mínima [m]
f	Coefficiente de perda de carga distribuída
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
h	Altura [m]
h_p	Perda de carga localizada [m]
k	Coefficiente de perda de carga localizada
ke	Coefficiente de perda de carga localizada [m/((m ³ /s) ²)]
k_f	Coefficiente de eficiência de solda
l_s	Espaçamento entre as barras de aço [m]
t	Tempo [s]
t_c	Período da tubulação [s]
t_h	Tempo de aceleração do escoamento no conduto forçado [s]
t_{pb}	Tempo de parada das bombas [s]
x	Posição ou distância [m]

LETRAS MAIÚSCULAS

A	Seção transversal ao escoamento [m ²]
A_s	Área total das barras de aço [m ²]
AMT	Altura manométrica total [mca]
C	Celeridade [m/s]
C_M	Parâmetro tabelado que depende da inclinação do terreno [s]
C_N	Número de Courant
D	Diâmetro [m]
D_h	Diâmetro hidráulico [m]
D_i	Diâmetro interno [m]
E	Módulo de elasticidade [Pa]

E_r	Razão entre o módulo de elasticidade do concreto e o módulo de elasticidade do aço
G	Módulo de rigidez da rocha [Pa]
H	Carga hidráulica [m]
H_b	Queda bruta [m]
H_p	Perda de carga distribuída [m]
I	Momento de inércia dos corpos girantes [kg.m ²]
K	Módulo de compressibilidade do fluido [Pa]
K_M	Parâmetro tabelado em função do comprimento da tubulação
L	Comprimento [m]
L_{CF}	Comprimento do conduto forçado [m]
N	Rotação [rpm]
N_B	Número de bombas
N_S	Rotação específica
P	Pressão [mca]
P_a	Pressão absoluta [mca]
P_c	Pressão de colapso [kgf/cm ²]
P_i	Pressão máxima transiente [mca]
$P_{máx}$	Pressão máxima [mca]
$P_{mín}$	Pressão mínima [mca]
P_{ot}	Potência [kW]
Q	Vazão [m ³ /s]
R_o	Perda de carga na chaminé de equilíbrio [m]
R_e	Raio externo [m]
R_i	Raio interno [m]
Re_y	Número de Reynolds
V	Velocidade [m/s]
V_{CF}	Velocidade de escoamento no conduto forçado [m/s]
W	Velocidade no plano da chaminé de equilíbrio [m/s]
Z	Elevação do centro do tubo acima da referência [m]
Z_m	Variação do nível de água na chaminé de equilíbrio [m]

SÍMBOLOS GREGOS

γ_s	Coeficiente de segurança
ε	Rugosidade absoluta equivalente [m]
η_b	Eficiência da bomba
η_m	Eficiência do motor
θ	Ângulo entre o eixo do conduto e a horizontal [°]
μ	Coeficiente de viscosidade cinemático [m ² /s]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
σ_{adm}	Tensão admissível [MPa]
ν	Coeficiente de Poisson
ψ	Parâmetro adimensional que relaciona as propriedades elásticas e a restrição do conduto
Δ	Variação
P_0	Perdas na tubulação que chega na chaminé de equilíbrio [m]
Ω	Área da chaminé de equilíbrio [m ²]

SÍMBOLOS DIVERSOS

\forall	Volume [m ³]
\forall_{ar}	Volume de ar [m ³]

1 INTRODUÇÃO

A manutenção e o desenvolvimento das sociedades estão fortemente relacionados à disponibilidade de água. Nas cidades, é necessário prover condições básicas para o abastecimento de água com estruturas de captação, adução, recalque, reservação, tratamento e distribuição. No campo, tais infraestruturas são igualmente importantes, contudo, configuram-se de maneira diferente.

Os sistemas de abastecimento de água para o consumo humano no meio rural são mais simplificados e ocorrem, muitas vezes, a partir de poços artesianos, sem grandes redes de distribuição de água devido às menores vazões consumidas. Por outro lado, as demandas de água para irrigação refletem grandes volumes, necessitando estruturas de grande capacidade de captação, condução e distribuição de água.

Especificamente em relação às estruturas de adução e recalque de água bruta, é corrente o seu dimensionamento considerando-se cenários específicos de demanda e disponibilidade de água. Para cada cenário, pode-se, portanto, calcular a pressão e vazão necessárias, sem variação no tempo, para que a água chegue ao seu destino final.

Contudo, entre dois regimes permanentes, há sempre uma variação da vazão em função do tempo, configurando-se, assim, um regime não permanente, ou transiente (MASTRI, 1985; SILVESTRE, 1989). Essa alteração do regime permanente pode ter diversas origens, como o rompimento de uma tubulação ou operações de abertura ou fechamento de uma comporta ou válvula, partida ou parada de turbinas ou a partida ou parada de bombas, entre outros, o que conduz, após certo tempo da ocorrência da operação, a um sistema estático (com vazão igual a zero), ou a um sistema em regime permanente, com vazões constantes e diferentes de zero para qualquer intervalo de tempo (CHAUDHRY, 2014; MACINTYRE, 2013).

Quando analisado em condutos fechados pressurizados, este fenômeno, tratado aqui como transiente hidráulico (ou golpe de aríete), pode gerar diversas consequências, como perigosas sobrepensões e subpensões, ruído excessivo, fadiga de materiais, rompimento de tubulações, danos a bombas e turbinas, entre outros. Dessa forma, tem-se que os efeitos resultantes dos transientes hidráulicos poderão ser de tal maneira graves que não podem ser negligenciados ao projetar condutos forçados, especialmente longos e, de forma particular, se estarão sujeitos a pequenas cargas estáticas (SILVESTRE, 1989).

Exemplificando os possíveis efeitos dos transientes hidráulicos, El-Turki (2013) apresenta dois exemplos reais e descreve as prováveis causas destes acidentes. No primeiro

exemplo, uma tubulação com 1,7 m de diâmetro rompeu sob uma rodovia estadual devido à parada não programada de uma estação de bombeamento (Figura 1.1). Já no segundo exemplo, um conduto forçado com 4,0 m de diâmetro que interligava dois reservatórios rompeu devido ao fechamento rápido de uma válvula, com perda de cerca de 200.000 m³ de água (Figura 1.2).



Figura 1.1. Rompimento de uma adutora em Denver.

Fonte: Leslie, 2008 apud El-Turki, 2013



Figura 1.2. Rompimento de um conduto forçado na Líbia.

Fonte: El-Turki, 2013

No Brasil, acidentes em adutoras devido aos transientes hidráulicos também estão documentados. A Figura 1.3 apresenta um tubo DN 400 mm da adutora General Sampaio (Ceará) que sofreu colapso devido às pressões negativas durante o transiente hidráulico. Em reportagem do Canindé Notícias (2016)¹, havia um TAU (Tanque de Alimentação Unidirecional) nas proximidades do acidente, contudo, este dispositivo havia desmoronado dias antes do acidente relatado com a adutora, desprotegendo-a.

¹ Reportagem de 22 de janeiro de 2016 no Canindé Notícias. Disponível em <http://www.portalcaninde.net/2016/01/adutora-de-general-sampaio-passa-por.html>. Acesso em 11 de março de 2017.



*Figura 1.3. Colapso da Adutora de General Sampaio no Ceará.
Fonte: Engenheiro Elias Teixeira, em Canindé Notícias, 2016*

Acidentes como esses podem ter diversas causas, como o desconhecimento das pressões extremas na fase de projeto, má qualidade dos materiais empregados nas estruturas hidráulicas e erros de execução. Nos estudos e projetos de sistemas hidráulicos, é importante conhecer as pressões extremas que ocorrem em regime transiente, permitindo que tubulações e acessórios sejam dimensionadas e especificadas com características físicas compatíveis com tais pressões, buscando-se evitar acidentes como os exemplificados. Outra maneira de evitar tais acidentes, que poderá ser mais econômica, é o uso de dispositivos que reduzem os efeitos dos transientes hidráulicos, dentre os quais são citados: chaminé de equilíbrio, reservatório hidropneumático, válvulas de admissão de ar, tanques de alimentação unidirecional, entre outros, tratados no item 3.1.2 deste trabalho.

Em estudos de concepção, é comum analisar sistemas de bombeamento apenas para o regime permanente. A norma técnica brasileira NBR 12.211 (ABNT, 1992a), que trata a respeito de estudos de concepção de sistemas públicos de abastecimento de água, não faz qualquer menção à necessidade de estudar os transientes hidráulicos, havendo citação da sua necessidade apenas na NBR 12.214 (ABNT, 1992b), que trata a respeito de projetos de sistema de bombeamento de água para abastecimento público.

A ausência de análises de transientes nos sistemas hidráulicos em estudos de concepção resulta, muitas vezes, na necessidade de realizar grandes alterações nas adutoras nas etapas posteriores do estudo, nos projetos básico e executivo, quando os sistemas são analisados também em regime transiente. Essas alterações são, na maioria das vezes, mudanças do material da adutora, da classe de pressão ou do perfil ou a necessidade de

inserção de dispositivos de proteção próximos à elevatória ou ao longo da adutora, sendo que este segundo caso implica na aquisição de terrenos frequentemente com custo elevado.

Assim, visando reduzir as alterações necessárias, as quais podem, inclusive, inviabilizar economicamente o empreendimento entendido no estudo de concepção como viável, os sistemas de bombeamento (estação elevatória e adutoras) devem ser também analisados em regime transiente, mesmo que simplificada, já na etapa de estudo de concepção.

Dentro disso, este trabalho se propõe a estudar os transientes hidráulicos em dois sistemas de bombeamento com características bastante distintas, considerando-se diferentes materiais para as adutoras. Esses sistemas buscam caracterizar dois grupos específicos de estações de bombeamento: estações para perímetros irrigados, onde são encontradas bombas trabalhando com grandes vazões (geralmente da ordem de 400 L/s a 10.000 L/s) e pequenas alturas manométricas (até 50 mca.), e; estações para abastecimento urbano de água, onde as vazões são menores (da ordem de 30 L/s a 500 L/s), mas, as alturas manométricas são maiores (sendo comuns os casos que excedem 120 mca).

O estudo dos transientes hidráulicos desenvolvido neste trabalho foi feito a partir de modelagem computacional, sendo esta uma técnica já bastante utilizada em outros trabalhos (ALEMANY et al., 2014; BARBOSA, 2016; BATISTTON, 2005; FERREIRA; BARBOSA; CASTRO, 2016; LI; ZHU; XIE; 2016; MAESTRI, 1985; OLIVARES, 2012), a partir da qual foi possível conhecer as pressões ao longo dos condutos, em função do tempo, durante o evento transitório. Assim, foi possível caracterizar o comportamento das pressões para os casos estudados e, a partir disso, contribuir para o estabelecimento de parâmetros e critérios que auxiliem a escolha do material dos condutos forçados em sistemas de bombeamento, ao nível de estudo de concepção, considerando-se aspectos relativos aos transientes hidráulicos e aspectos econômicos.

No entanto, salienta-se que as análises aqui apresentadas se aplicam a sistemas similares aos utilizados nesse estudo, descritos no item 4.1, sendo necessárias análises específicas, mesmo em estudos de concepção, para sistemas com características distintas das consideradas nesse estudo.

Este trabalho está dividido em 12 capítulos:

🚦 Capítulo 1: Introdução ao tema transientes hidráulicos, aos problemas relacionados e suas diferentes abordagens. Ainda, disserta-se a respeito das estações de bombeamento, objeto de análise deste trabalho;

🚦 Capítulo 2: Objetivos do trabalho;

- ✚ Capítulo 3: Revisão bibliográfica, com destaque ao equacionamento dos transientes, aos dispositivos utilizados para reduzir os seus efeitos, aos métodos de simulação e às características das tubulações de diferentes materiais;
- ✚ Capítulo 4: Metodologia utilizada para alcançar os objetivos do trabalho, onde são apresentados os sistemas hidráulicos que serão estudados, os critérios para as simulações, para o levantamento dos custos dos sistemas e para as análises técnico-econômicas previstas;
- ✚ Capítulo 5: Resultados e discussões das simulações em regime transiente na etapa de diagnóstico dos sistemas com adutoras de diferentes materiais e análises de sensibilidade;
- ✚ Capítulo 6: Estudos de caso com a aplicação da metodologia de análise de transientes desenvolvida nesse trabalho para estudos de concepção;
- ✚ Capítulo 7: Resultados e discussões das simulações em regime transiente na etapa de dimensionamento dos dispositivos;
- ✚ Capítulo 8: Custos das tubulações e dispositivos analisados;
- ✚ Capítulo 9: Avaliação técnico-econômica;
- ✚ Capítulo 10: Conclusões;
- ✚ Capítulo 11: Referências bibliográficas, e;
- ✚ Capítulo 12: Anexos.

2 OBJETIVOS

A partir da colocação do problema feita anteriormente, onde se mostrou ser necessário analisar os sistemas de bombeamento em regime transiente já nos primeiros estudos, quando os sistemas são concebidos, este trabalho se propõe a atingir um objetivo geral e alguns específicos, os quais compõem etapas necessárias para alcançar o objetivo geral.

2.1 OBJETIVO GERAL

Contribuir para o estabelecimento de parâmetros e critérios técnicos e econômicos que auxiliem na seleção do tipo de condutos forçados em sistemas de bombeamento, ao nível de estudo de concepção, aplicando técnicas de simulação computacional de transientes hidráulicos.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Caracterizar o comportamento dos transientes hidráulicos devido à parada brusca do bombeamento, para adutoras de diferentes materiais, com e sem dispositivos de proteção, para dois sistemas de bombeamento fictícios;
2. Verificar o efeito da instalação de conjuntos motor-bomba com momento de inércia diferente daquele considerado nos estudos de transientes hidráulicos efetuados durante os projetos do sistema, quando ainda não se tem a definição de qual equipamento será efetivamente instalado;
3. Estabelecer parâmetros que possam ser utilizados em estudos de concepção de sistemas de bombeamento para a definição da necessidade de proteção de adutoras de diferentes materiais;
4. Estabelecer critérios técnicos e econômicos que embasem decisões quanto a quais materiais e dispositivos de proteção podem ser utilizados para adutoras com características diversas em nível de estudos de concepção de sistemas de bombeamento;
5. Propor uma metodologia simplificada para analisar o efeito dos transientes hidráulicos em estudos de concepção.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A análise do transiente hidráulico consta em representar as variáveis dependentes pressão e velocidade, que ocorrem no sistema hidráulico durante os eventos de escoamento transitório, em função das variáveis independentes tempo e posição. Assim, surge a necessidade de utilizar uma matemática mais complexa do que aquela utilizada para regime permanente em virtude do acréscimo da variável independente tempo (STREETER; WYLIE, 1975).

Introduz-se, com isso, a ideia de que a análise do evento transitório poderá ser feita a partir de duas relações (MAESTRI, 1985), onde

$$\Delta P = f(x, t, V, P) \quad (1)$$

$$\Delta V = f(x, t, V, P) \quad (2)$$

Sendo Δ a variação da pressão (P) ou da velocidade (V), x a posição em relação à origem e t o tempo. Ao regredir as equações (1) e (2) a duas variáveis independentes, tem-se que as equações do fenômeno são representadas em termos de derivadas parciais.

Maestri (1985) diferencia o estudo dos transientes hidráulicos considerando-se ou não a compressibilidade do fluido e a elasticidade das paredes do conduto. Ao desconsiderar tais características, tem-se a teoria da Coluna Rígida. Esta teoria é utilizada para modelar a oscilação de massa (movimento de água nas tubulações), tendo como principais aplicações o estudo de manobras muito lentas, o estudo do desempenho de chaminés de equilíbrio, entre outros.

Como hipóteses simplificadoras da teoria da Coluna Rígida, além da incompressibilidade do fluido e da inelasticidade do conduto, tem-se que: o meio é contínuo, o escoamento é unidimensional, a pressão mínima é sempre maior que a pressão de vapor do fluido, o escoamento se processa em bloco (isto é, para qualquer seção transversal, a velocidade é a mesma em todos os pontos e igual à velocidade média) e as perdas de carga e as alturas representativas das velocidades são desprezíveis face às variações de pressão (SILVESTRE, 1989). Tal teoria foi desenvolvida aplicando-se a equação da conservação da quantidade de movimento a um elemento de fluido dentro do conduto, onde a variação da quantidade de movimento passa a ser igual ao somatório das forças de pressão, peso e perdas. Acrescentando-se a isso a equação da continuidade, tem-se um sistema com duas equações para a resolução dos problemas de oscilação em massa.

Conforme apresenta Maestri (1985), a limitação da teoria da coluna rígida está diretamente ligada a pequenos tempos de manobra em relação ao período da canalização. Silvestre (1989) acrescenta que caso o conduto se comporte como um prisma sólido indeformável, tal como considerado na teoria da coluna rígida, os efeitos das manobras instantâneas das válvulas se fariam sentir imediatamente em toda a tubulação com intensidade constante, o que, na prática, não é possível.

Como evolução da teoria da coluna rígida, a teoria da coluna elástica considera o armazenamento de energia no sistema ao considerar o fluido compressível e as paredes do conduto elásticas. As simplificações adotadas por essa teoria são: meio contínuo, escoamento unidimensional, variação da entropia negligenciável, pressão sempre maior que a pressão de vaporização do fluido, deformação elástica e linear das paredes dos condutos e perda de carga equivalente à do regime permanente.

Conforme Maestri (1985), as soluções baseadas na teoria da coluna elástica tem um espectro mais amplo, já que há maior complexidade nos cálculos, e, assim, aproxima-se mais da realidade. Essa teoria é aquela utilizada no Método das Características, utilizado neste trabalho e detalhado adiante, no item 3.2.1.

Silvestre (1989) atribui ao professor Joukowsky, da Universidade de Moscou, a introdução da influência da elasticidade da água e dos condutos aos cálculos do golpe de aríete, mostrando também que as ondas de pressão anormais se transmitem ao longo dos condutos de modo similar ao som. Esse autor descreve também que o professor Lorenzo Allievi, de Roma, simplificou os trabalhos em relação ao golpe de aríete com a introdução de ábacos e diagramas para a solução de determinados tipos de problemas.

Ainda sobre os métodos gráficos para solução de problemas de transientes hidráulicos, Maestri (1985) cita que tais métodos trouxeram um grande incremento na análise do fenômeno e apenas foram superados pelos métodos computacionais. Como exemplo de método gráfico, o autor cita o método de Bergeron-Schnyder, que possibilitou o estudo de problemas de golpe de aríete em instalações elevatórias considerando os efeitos da perda de carga, o que era impossível fazer a partir dos métodos analíticos e algébricos que existiam até então.

A respeito dos métodos computacionais, diversos autores (STREETER; WYLIE, 1975; MAESTRI, 1985; CHAUDHRY, 2014) descrevem diferentes metodologias para tratamento matemático do transiente hidráulico, dentre os quais se destacam métodos de diferenças finitas, métodos de elementos finitos e o Método das Características, o qual se baseia em um esquema explícito de diferenças finitas e, segundo todos os autores citados,

corresponde ao melhor método devido à sua simplicidade (facilidade de programação) e seus bons resultados.

Atualmente, pesquisadores no mundo todo estudam métodos computacionais mais eficientes que o Método das Características, contudo, este método ainda é o mais utilizado nos escritórios de engenharia que trabalham com análise de transientes em condutos forçados, devido às características apresentadas no item 3.2.1.

Para aplicações onde se necessita uma discretização mais detalhada do que aquela proporcionada pelo método das características, que permite apenas uma análise unidimensional do problema, é possível utilizar modelos acoplados, onde uma bomba, por exemplo, pode ser simulada através de um esquema numérico bi ou tridimensional e, após a bomba, o conduto segue modelado por um esquema unidimensional, como o Método das Características. Dessa forma, há um grande ganho computacional ao comparar tal solução com aquela onde o conduto é modelado considerando-se duas ou três dimensões, da mesma forma que a bomba.

Como exemplo, tem-se o trabalho de Wu et al. (2015), no qual os autores apresentam a aplicação de um modelo CFD (*Computational Fluid Dynamics* – fluidodinâmica computacional) acoplado a um modelo baseado no Método das Características para estudar os efeitos do golpe de aríete em uma bomba devido ao rápido fechamento de uma válvula. Dessa forma, o modelo CFD proporcionou o pretendido detalhamento à dinâmica do fluido através da bomba, havendo uma maior aproximação da realidade em relação aos valores de velocidades e pressões dentro da bomba, enquanto que os condutos e a válvula foram modeladas através do Método das Características, proporcionando as condições de contorno necessárias à simulação da bomba.

A análise do transiente hidráulico é feita, portanto, com o objetivo de conhecer o comportamento do fluido nesses eventos transitórios de forma que as estruturas possam ser dimensionadas considerando pressões e velocidades extremas, fazendo com que a ocorrência desses eventos não traga prejuízos às estruturas. Para tanto, podem ser dimensionadas estruturas com adequada robustez ou podem ser previstos dispositivos que atenuem os efeitos do transiente.

Neste capítulo, apresenta-se, de forma geral, o que são os transientes hidráulicos e, para possibilitar a análise dos transientes hidráulicos e seus efeitos, são apresentados alguns métodos de simulação existentes, juntamente com o que será utilizado neste trabalho.

Como se deseja analisar, de forma aplicada, elevatórias e adutoras de recalque, as condições de operação são apresentadas neste capítulo, assim como alguns materiais possíveis de serem utilizados para os condutos estudados.

3.1 TRANSIENTES HIDRÁULICOS

São apresentados, neste subcapítulo, os conceitos que embasaram os estudos de transientes hidráulicos, assim como os dispositivos que se propõe considerar para a atenuação dos seus efeitos até que se obtenham níveis seguros de velocidades e pressões nas tubulações e equipamentos.

3.1.1 Equações Básicas

São apresentadas aqui, as equações básicas para o cálculo do transiente hidráulico, conforme apresentado por Chaudhry (2014). Basicamente, as equações que regem os transientes hidráulicos provêm da Equação da Continuidade e da Equação da Quantidade de Movimento, as quais são apresentadas a seguir.

Nestas equações, a distância x e o tempo t são duas variáveis independentes e a pressão P e a velocidade média de escoamento V são duas variáveis dependentes. Já a celeridade a , a massa específica do fluido ρ , o coeficiente de perda de carga f^2 e o diâmetro D são parâmetros que não costumam variar com o tempo. No entanto, esses parâmetros são funções da distância x .

Para a compreensão da matemática básica envolvida aqui, considerou-se o modelo reservatório-tubulação-válvula (Figura 3.1) apresentado por Chaudhry (2014). Neste modelo, o escoamento ocorre por gravidade, com velocidade V_0 , a partir do reservatório localizado a montante do conjunto, o qual possui uma carga hidráulica constante H_0 . O escoamento é regulado por uma válvula, localizada a jusante do conjunto.

²A perda de carga, na realidade, varia com o tempo. No entanto, de forma simplificada, para o desenvolvimento das equações apresentadas para a modelagem dos transientes hidráulicos, considerou-se que o coeficiente de perda de carga f não varia com o tempo. Os efeitos dessa simplificação e uma alternativa para o cálculo da perda de carga em regime transiente estão apresentados no item 3.1.1.4.

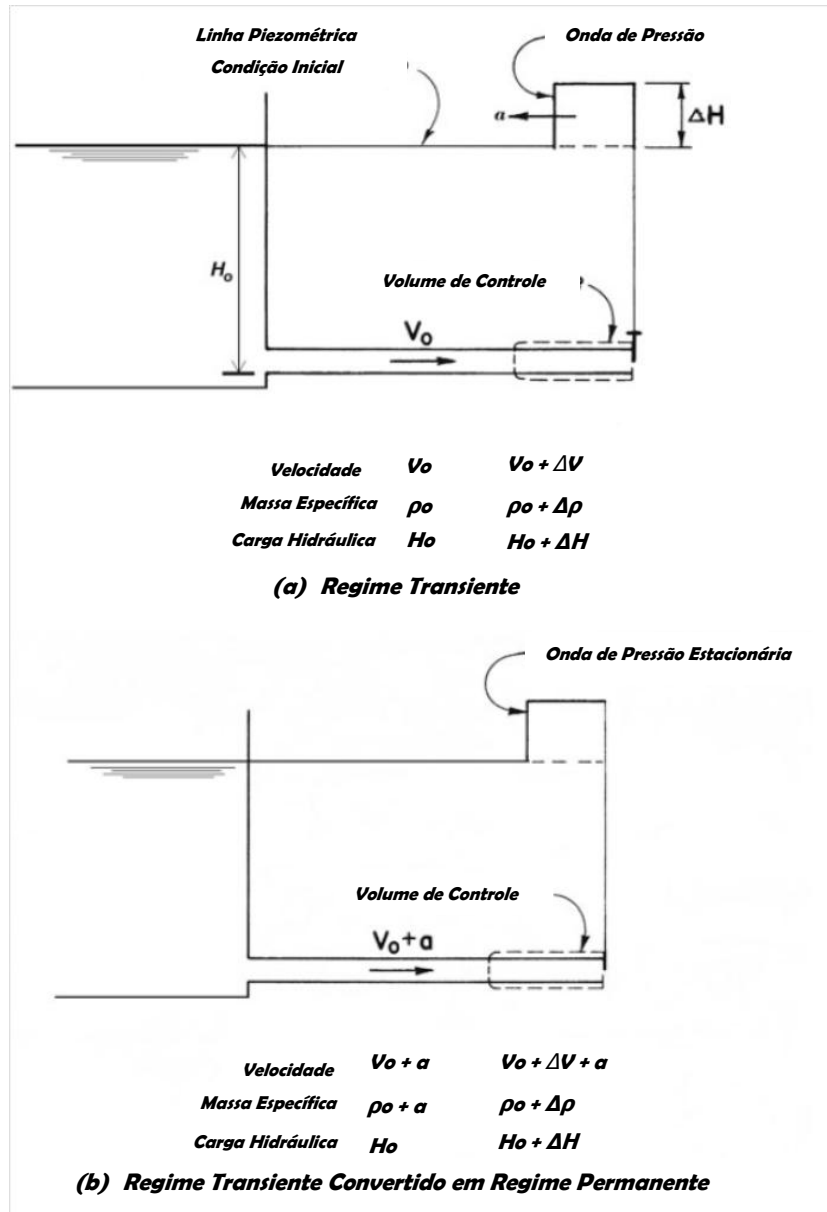


Figura 3.1. Propagação da onda de pressão devido ao fechamento instantâneo de uma válvula a jusante da tubulação.

Adaptado de: Chaudhry, 2014, p. 19

No tempo $t = 0$, a válvula é fechada e inicia o evento transitório, onde a velocidade V_0 muda instantaneamente para $V_0 + \Delta V$. Como consequência da variação da velocidade, a pressão que antes era H_0 passa a ser $H_0 + \Delta H$ e, como o fluido é compressível, a sua massa específica deixa de ser ρ_0 e passa a ser $\rho_0 + \Delta \rho$. A onda de pressão ΔH segue para montante na tubulação com uma velocidade a , denominada celeridade.

Para simplificar as equações, assumiu-se que as paredes do tubo são rígidas e, portanto, a seção A do tubo permanece constante. Considerando-se que não há perdas de carga

no escoamento, a resultante das forças atuantes no volume de controle é dada pela Equação (3).

$$F = -\rho_0 \times g \times \Delta H \times A \quad (3)$$

Considerando-se que a taxa de variação da quantidade de movimento do escoamento é igual ao somatório das forças que atuam no volume de controle, conforme a segunda lei de Newton, tem-se que

$$\Delta H = -\frac{1}{g}(V_0 + a)\Delta V \quad (4)$$

A Equação (4) mostra dois fatos interessantes: como a é muito superior a V_0 , a parcela V_0 pode ser desconsiderada, e; o sinal negativo na equação mostra que a carga hidráulica aumenta à medida que a velocidade diminui quando a onda de pressão vai para montante, em direção ao reservatório. Por consequência, quando a onda de pressão se desloca para jusante, em direção à válvula, o sinal é positivo, da seguinte forma:

$$\Delta H = \frac{a}{g}\Delta V \quad (5)$$

No entanto, existe uma mudança na densidade do fluido cujos efeitos devem ser verificados, já que este foi considerado compressível e há uma variação na pressão. Considerando-se um volume de controle, a taxa de massa que entra é $\rho_0 \times A \times (V_0 + a)$ e a taxa de massa que sai deste volume de controle durante o mesmo intervalo de tempo Δt é definida por $(\rho_0 + \Delta\rho) \times A \times (V_0 + \Delta V + a)$.

Como o fluido é levemente compressível, o aumento de massa no volume de controle devido ao aumento na densidade do fluido é muito pequena e não deve ser considerada, resultando que a massa que entra no volume de controle é igual a massa que sai deste. Assim,

$$\rho_0 \times A \times (V_0 + a) = (\rho_0 + \Delta\rho) \times A \times (V_0 + \Delta V + a) \quad (6)$$

Como o valor de $(V_0 + \Delta V)$ é muito inferior ao valor de a , após desenvolver a Equação (6), tem-se que

$$\Delta V = \frac{-\Delta\rho}{\rho_0} a \quad (7)$$

O módulo de compressibilidade (*Bulk modulus*), denotado pela letra K , é um coeficiente que relaciona a pressão e deformação volumétrica e é dado pela Equação (8).

$$K = \frac{\Delta P}{\frac{\Delta\rho}{\rho_0}} \quad (8)$$

Assim,

$$a = -K \frac{\Delta V}{\Delta P} \quad (9)$$

Como $\Delta P = \rho_0 g \Delta H$, tem-se que a celeridade a pode ser calculada através da Equação (10).

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho_0}} \quad (10)$$

Contudo, salienta-se aqui que para a obtenção da Equação (10), o tubo foi considerado completamente rígido e o fluido foi considerado levemente compressível. Ao considerar o tubo como sendo elástico, o cálculo da celeridade é alterado considerando que parte da energia do fluido é absorvida pelas paredes da tubulação devido a sua elasticidade (discutido no item 3.1.1.3).

As equações da Continuidade e da Quantidade de Movimento são apresentadas e desenvolvidas nos próximos subitens, conforme apresentado por Chaudhry (2014), demonstrando as simplificações adotadas para cada uma delas e o produto final decorrente disso.

As equações utilizadas nas simulações diferem um pouco das apresentadas nos próximos subitens, contudo, tais diferenças são apresentadas e justificadas a seguir.

3.1.1.1 Equação da Continuidade

Para derivar a Equação da Continuidade, Chaudhry (2014) aplicou a lei da conservação de massa a um volume de controle. Assim, foram feitas diversas considerações:

- O fluido é levemente compressível;
- O conduto possui paredes linearmente elásticas;
- O escoamento é unidimensional e a pressão (P) ao final do volume de controle é uniforme;
- A velocidade radial que ocorre na expansão e na contração radiais é pequena e, desta forma, desprezada. Contudo, os demais efeitos da expansão e contração radiais são importantes e foram considerados;
- A distância x , a velocidade V e a vazão Q foram consideradas positivas para jusante.

Dessa forma, a Equação da Continuidade é apresentada como sendo

$$\frac{\partial P}{\partial t} + V \frac{\partial P}{\partial x} + \rho a^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (11)$$

Como na maioria das aplicações de engenharia o termo de aceleração $V \frac{\partial P}{\partial x}$ é pequeno comparado aos demais termos, este pode ser desconsiderado. Dessa forma, a Equação da Continuidade passaria a ser

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \rho a^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (12)$$

Esta equação pode ser modificada ao considerar que a vazão é o produto da velocidade pela área do conduto ($Q = VA$) e ao substituir o termo de pressão (P) por carga piezométrica (H), conforme a Equação (13), sendo Z a elevação do centro do tubo acima da referência.

$$P = \rho g(H - Z) \quad (13)$$

Dessa forma, a Equação da Continuidade pode ser escrita conforme a Equação (14), sendo este o formato apresentado por Chaudhry (2014).

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (14)$$

3.1.1.2 Equação da Quantidade de Movimento

Para derivar a Equação da Quantidade de Movimento, Chaudhry (2014) assume que para o cálculo da perda de energia para uma dada vazão, a perda de carga durante o evento transitório é a mesma verificada no escoamento permanente. Assim, a Equação da Quantidade de Movimento é apresentada como sendo

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + g \operatorname{sen}(\theta) + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (15)$$

No entanto, como na maioria das aplicações de engenharia o termo de aceleração $V \frac{\partial V}{\partial x}$ é pequeno comparado aos demais termos, este pode ser desconsiderado. De forma similar, o termo que considera a declividade é pequeno, sendo θ o ângulo entre o eixo do conduto e a horizontal, e, assim, é usualmente desprezado. A Equação da Quantidade de Movimento passa a ser

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (16)$$

Esta equação pode ser modificada ao considerar que a vazão é o produto da velocidade pela área do conduto ($Q = VA$) e ao substituir o termo de pressão por carga piezométrica, conforme Equação (13), restando que

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0 \quad (17)$$

Este é o formato utilizado por Chaudhry (2014) para a Equação da Quantidade de Movimento.

3.1.1.3 Cálculo da Celeridade

A celeridade, ou velocidade de onda, é uma variável que depende das propriedades de elasticidade do conduto (diâmetro, espessura das paredes e material) e de suas restrições externas (apoios e possibilidade de deslocamento horizontal).

Já foi apresentada a Equação (10) para o cálculo da celeridade que considerou o tubo completamente rígido e o fluido levemente compressível. Assim, para os casos de tubos não rígidos, Halliwell (1963 *apud* Chaudhry, 2014) apresenta uma expressão geral para o cálculo da celeridade a da seguinte forma:

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho[1 + (K/E)\psi]}} \quad (18)$$

Sendo K o módulo de compressibilidade do fluido (Pa) obtido em função do fluido e de sua temperatura; ρ a massa específica do fluido (kg/m^3); E o módulo de elasticidade do material (Pa), também conhecido como módulo de Young, e; ψ um parâmetro adimensional que depende das propriedades de elasticidade e restrição do conduto.

Chaudhry (2014) apresenta diversas equações para o cálculo da celeridade para diferentes tipologias de condutos. Contudo, todas as equações são variações da Equação (18).

No Anexo I desta dissertação, estão apresentadas diversas equações para o cálculo da celeridade apresentadas por Chaudhry (2014). Como neste trabalho as adutoras foram consideradas de parede fina, com deformação elástica e ancoradas com restrição ao deslocamento longitudinal em todo o seu comprimento, apresenta-se a Equação (19) para o cálculo do parâmetro adimensional ψ .

$$\psi = \frac{D}{e}(1 - \nu^2) \quad (19)$$

Sendo D o diâmetro do conduto (m), e a espessura da parede (m) e ν o coeficiente de Poisson.

3.1.1.4 Perda de Carga

Na simulação de transientes hidráulicos, as perdas de carga são consideradas na Equação da Quantidade de Movimento, através do fator de perda de carga f , no termo $\frac{fV|V|}{2D}$. Contudo, conforme apresentado anteriormente, dentre as diversas simplificações que resultaram na equação final apresentada, considerou-se válido aplicar a equação de perda de carga em regime permanente para o regime transiente.

Essa simplificação, segundo Chaudhry (2014), fornece uma boa aproximação dos primeiros picos de oscilação de pressão. No entanto, a queda dos picos de pressão (dissipação de energia) ocorre muito mais lentamente do que se observa em ensaios de laboratório ou em medições de campo, conforme apresentado em Ferràs et al. (2016).

Esses autores demonstraram, com base em experimentos físicos, que fenômenos normalmente negligenciados no desenvolvimento teórico tradicional da modelagem matemática de transientes hidráulicos, como o atrito não permanente, a cavitação, os efeitos da interação fluido-estrutura e a viscoelasticidade das paredes de condutos plásticos, podem alterar significativamente o comportamento das ondas de pressão. No entanto, estes fenômenos não estão comumente inseridos em pacotes computacionais para simulação de transientes hidráulicos e, quando estão, são utilizados parâmetros de ajuste estranhos aos usuários. Adicionalmente, em casos reais, os efeitos desses fenômenos podem estar escondidos em termos de outras equações e, dessa forma, a separação causa-efeito fica comprometida (FERRÀS et al., 2016).

A simplificação mencionada quanto ao uso do atrito permanente na simulação do transiente hidráulico não é necessariamente uma limitação para determinar as máximas e mínimas pressões em instalações e operações típicas. Contudo, os resultados obtidos não são confiáveis quando se mostra necessário avaliar múltiplas operações, como o reinício do bombeamento após a queda de energia, reinício de operação de turbinas após rejeição de carga, entre outros.

Dentre os métodos desenvolvidos para a consideração das perdas de carga para regime transiente (atrito não permanente), Chaudhry (2014) destaca o método *Instantaneous acceleration-based (IAB)*, o qual se baseia em que o amortecimento do atrito não permanente é causado por acelerações instantâneas e localizadas. As acelerações são contabilizadas a partir de valores médios da seção transversal, sem considerar necessariamente a distribuição de velocidades na seção transversal. Dessa forma, o termo de perda de carga na equação da quantidade de movimento é dividido em duas partes: permanente e transiente.

No entanto, destaca-se aqui a ressalva de Maestri (1985), que concluiu que maiores sofisticacões nos modelos matemáticos, como a consideracão de perda de carga dependente do tempo e/ou da viscoelasticidade das paredes, não se justificam para problemas práticos correntes na época (1985), pois a melhora no resultado numérico fica absorvida pelos erros devido ao desconhecimento parcial das condições de contorno. Assim, o autor considerou mais correto investir tempo no teste de diversas hipóteses de funcionamento do sistema, com o objetivo de cobrir, assim, as condições reais que poderão ocorrer.

Para o cálculo das perdas de carga, pode-se utilizar a metodologia apresentada pela NBR 12215 (1991) para cálculo de perdas em regime permanente, que sugere a equação universal. Assim, para as perdas de carga localizadas, pode-se utilizar a equação (20) e a equação (21), dependendo do critério considerado, e para as perdas de carga distribuídas, pode-se utilizar a Equação (23).

$$h_p = k \times \frac{V^2}{2g} \quad (20)$$

$$h_p = ke \times Q^2 \quad (21)$$

$$ke = \frac{k}{2 \times g \times A^2} \quad (22)$$

$$H_p = f \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2g} \quad (23)$$

Sendo h_p a perda de carga localizada (m); k o coeficiente de perda de carga localizada adimensional; ke o coeficiente de perda de carga localizada [$m/(m^3/s)^2$]; V a velocidade média (m/s); g a aceleração gravitacional, tomada igual a 9,81 m/s²; Q a vazão (m³/s); H_p a perda de carga distribuída (m); f o coeficiente de perda de carga distribuída; L o comprimento do tubo (m) e D_h o diâmetro hidráulico do tubo (m).

Destaca-se que a perda de carga localizada calculada através da equação (21) apresenta a vantagem de permitir que sejam reunidas singularidades com velocidades de

escoamento diferentes em um mesmo cálculo, já que a perda de carga depende apenas da vazão.

Alguns coeficientes de perda de carga localizada (k) utilizados em singularidades presentes em sistemas de bombeamento estão apresentados no Quadro 3.1. Esses coeficientes foram retirados da norma técnica NBR 12214 (ABNT, 1992b) e da bibliografia consultada (MACINTYRE, 2013).

Quadro 3.1. Valores para o coeficiente adimensional de perda de carga localizada - k

Singularidade	Coefficiente de Perda de Carga - k	Observação
Válvula Borboleta	0,24	Considerou-se uma pequena variação na borboleta - $\Theta=5^\circ$ - ABNT, 1992b, p. 11.
Curva de 90°	0,40	Curva de raio longo - Macintyre, 2013, p.656.
Ampliação Gradual	0,44	Considerado $D2/D1=1,8$ e $\Theta=30^\circ$ - ABNT, 1992b, p. 10.
Redução Excêntrica	0,15	Considerada como sendo uma redução gradual - valor retirado de Macintyre, 2013, p. 656
Válvula de Retenção	2,50	Valor retirado de Macintyre, 2013, p.656.
Tê, com saída lateral	1,30	Valor retirado de Macintyre, 2013, p.656.
Tê, com passagem direta	0,60	Valor retirado de Macintyre, 2013, p.656.
Entrada na Tubulação	0,50	Passagem brusca de um reservatório para um conduto - ABNT, 1992b, p. 10.
Saída da Tubulação	1,00	Entrada brusca de um a tubulação em um reservatório - ABNT, 1992b, p. 10.

Fonte: ABNT NBR 12.214/1992 e Macintyre, 2013

O coeficiente de perda de carga para as perdas distribuídas ao longo do conduto (f) pode ser calculado pela equação explícita de Swamee (1993 *apud* PORTO, 2006), a qual é mostrada na Equação (24), a seguir.

$$f = \left\{ \left(\frac{64}{Rey} \right)^8 + 9,5 \left[\ln \left(\frac{\varepsilon}{3,7Di} + \frac{5,74}{Rey^{0,9}} \right) - \left(\frac{2500}{Rey} \right)^6 \right]^{-16} \right\}^{0,125} \quad (24)$$

Sendo f o coeficiente de perda de carga distribuída, Rey o número de Reynolds, ε a rugosidade absoluta equivalente (mm) e Di o diâmetro interno do tubo (mm).

3.1.2 Dispositivos de Proteção Contra Transientes Hidráulicos

Com o objetivo de reduzir as pressões que ocorrem no sistema e conceber um sistema economicamente viável e seguro, são previstos dispositivos de proteção contra transientes hidráulicos. A bibliografia consultada (TOMAZ, 2010; MACINTYRE, 2013; CHAUDHRY, 2014) apresenta diversos dispositivos de proteção, sendo citados:

1. Válvula de retenção;
2. Chaminé de equilíbrio;
3. Tanque unidirecional (TAU);
4. Ventosa;
5. By-pass;
6. Volante de inércia;
7. Válvula de alívio;
8. Reservatório hidropneumático (RHO).

Com o objetivo de viabilizar neste estudo uma comparação técnico-econômica entre diferentes dispositivos de proteção, limitou-se a aplicação desses dispositivos ao TAU, à chaminé de equilíbrio e ao RHO. Optou-se por estudar esses três dispositivos por se entender que estes são os dispositivos mais utilizados nas instalações de bombeamento e permitem, de forma individual ou combinada, uma gama de proteção contra sub e sobrepressões de várias ordens de grandeza. A aplicação e métodos de dimensionamento desses dispositivos são apresentados nos itens a seguir.

Na modelagem do transiente hidráulico, a válvula de retenção é utilizada dentro da estação de bombeamento e, assim, é uma importante condição de contorno interna, sendo este o motivo pelo qual este equipamento está apresentado a seguir.

As ventosas, mesmo sendo consideradas como dispositivos de proteção por muitos engenheiros, têm sua aplicação ligada prioritariamente às necessidades operativas de enchimento e esvaziamento de adutoras. Assim, a explanação a respeito deste dispositivo, a seguir, ocorre com este foco.

A respeito da aplicação de By-Pass para a proteção contra transientes, Li et al. (2016) apresentam a aplicação de estruturas convencionais de By-Pass e a aplicação de uma tipologia própria para o mesmo fim. Os autores obtiveram bons resultados quanto à redução dos efeitos

do transiente hidráulico a partir da aplicação de uma variação do sistema convencional de By-Pass. A respeito de volantes de inércia e válvulas de alívio, recomenda-se ler Tomaz (2010) e Macintyre (2013).

3.1.2.1 *Tanque de Alimentação Unidirecional (TAU)*

Os tanques de alimentação unidirecional (TAU), exemplificados na Figura 3.2, são usualmente utilizados para atenuar as pressões negativas em tubulações de recalque, enchendo de água as zonas de baixa pressão causadas pelo transiente hidráulico e prevenindo, assim, a separação da coluna d'água (TOMAZ, 2010; BARBOSA, 2006).

Caso a pressão transiente caia abaixo da pressão de vapor da água, surgirão bolhas de ar em magnitude tal que poderão ocupar toda a seção da tubulação. Esse processo se denomina separação da coluna d'água.

Diversos autores estabelecem limites de pressão para que não ocorra separação da coluna d'água, sendo que Tomaz (2010) e Macintyre (2013) descrevem que para pressões inferiores a -8,0 mca ocorrerá esse processo, enquanto que Azevedo Netto (2013) apresenta o valor de -10,3 mca. Contudo, todos os autores afirmam que se deve evitar a ocorrência de pressões negativas nas tubulações.

Para tanto, Chaudhry (2014) apresenta alguns dispositivos como sendo eficientes para se evitar a ocorrência de separação da coluna d'água, sendo citados 4 dispositivos aqui apresentados (TAU, chaminé de equilíbrio, reservatório hidropneumático e ventosa).

Conforme Barbosa (2006), o TAU não possui uma ação direta na onda de sobrepressão. Contudo, ao agir na onda de subpressão, há uma consequente redução da sobrepressão subsequente.



Figura 3.2. Tanque de Alimentação Unidirecional (TAU) logo a jusante de uma estação de bombeamento.

Fonte: autor.

Sendo constituído de um tanque de baixa altura, o TAU é uma boa solução para os efeitos do golpe de aríete para elevatórias com elevada altura manométrica, já que chaminés de equilíbrio teriam dimensões restritivas para esse tipo de aplicação, quando analisado próximo à elevatória em questão.

Tomaz (2010) apresenta a Equação (25) para o cálculo do volume (\forall) necessário ao TAU.

$$\forall = \frac{A \times L' \times V^2}{2 \times g \times h} \quad (25)$$

Sendo A a área da seção transversal da adutora (m^2), L' a distância do tanque até o ponto de descarga da adutora de recalque (m), V a velocidade média da água na tubulação de recalque (m/s), h a diferença entre a elevação da base do tanque e o nível de água do reservatório a jusante do tanque (m). Esta equação apenas é aplicável se o tanque estiver abaixo do nível geométrico máximo do reservatório de jusante (NA no reservatório). Contudo, se h for bastante menor que $0,5 \times C \times V/g$, sendo C a celeridade e g a aceleração

da gravidade, então deverá ser utilizada a Teoria da Coluna Rígida e as sobrepressões serão muito baixas (TOMAZ, 2010).

O abastecimento do TAU deve ser feito através de uma linha secundária, interligando a parte superior do tanque com a linha principal, sendo que esta canalização secundária deve ser provida de uma chave-bóia, que interrompe o abastecimento de água quando o dispositivo estiver cheio. Assim, o dimensionamento da linha secundária deve considerar o tempo entre o desligamento da bomba e sua posterior ligação, evitando-se o ligamento do conjunto motor-bomba enquanto o TAU não estiver totalmente cheio (MAESTRI, 1985).

A Figura 3.3 apresenta um esquema de um TAU, onde se pode observar a derivação feita na adutora a partir de um tê, a entrada com válvula de bóia para enchimento do reservatório e a válvula de retenção, permitindo que o fluxo seja unidirecional apenas (somente do reservatório para a adutora). Em projetos hidráulicos desses tanques, o projetista deve informar o tempo necessário entre partidas de bombas para que o TAU possa ser enchido de forma a que o sistema esteja seguro para o caso de uma nova parada brusca.

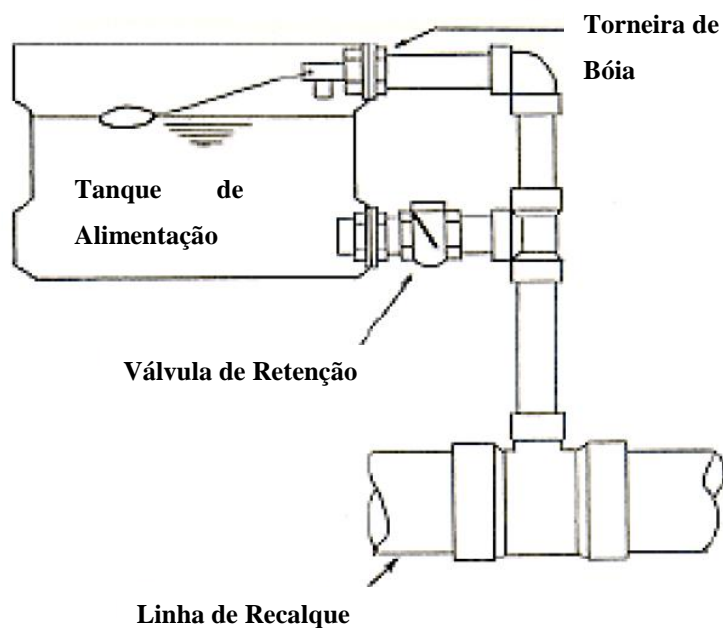


Figura 3.3. Esquema de um TAU com suas peças e válvulas acessórias.
Adaptado de: Tomaz, 2010, p. 110.

3.1.2.2 *Chaminé de Equilíbrio*

As chaminés de equilíbrio (Figura 3.4) são tanques com água instalados na linha adutora e dimensionados de forma que a oscilação da pressão no local da chaminé seja a oscilação do nível da água no seu interior. Assim, as chaminés acabam por reduzir a variação de pressão, absorvendo sobrepressões e subpressões e reduzindo, assim, os efeitos do golpe de aríete a jusante da sua posição, trazendo os valores de máximas e mínimas pressões a níveis próximos aos do regime permanente (BARBOSA, 2006).



*Figura 3.4. Chaminés de Equilíbrio do Sistema de Bombeamento de Esgoto Cloacal Cristal (DMAE/Porto Alegre).
Fonte: Revista Infraestrutura Urbana, 2014, p. 31.*

Dessa forma, como as pressões que ocorrem na posição da chaminé refletem a oscilação do nível de água no seu interior, não é comum o seu uso logo após estações de bombeamento de grande altura manométrica. O uso de chaminés de equilíbrio em casos como este resulta estruturas com alturas elevadas, havendo, provavelmente, outras soluções tecnicamente viáveis com custo inferior ao deste dispositivo.

O método de dimensionamento da chaminé de equilíbrio apresentado é o proposto por Lencastre (1983). Este método considera apenas as pressões decorrentes da parada das bombas devido à queda de energia. O fenômeno de oscilação de massa considerado é

desenvolvido a partir da teoria da coluna rígida, ao invés da coluna elástica, que é empregada no Método das Características. Contudo, como o objetivo de apresentar esta metodologia é possibilitar um pré-dimensionamento da estrutura para posterior análise numérica através do Método das Características, julgou-se adequado o método aqui proposto.

As variáveis calculadas através do método de pré-dimensionamento apresentado por Lencastre (1983) são aquelas apresentadas na Figura 3.5.

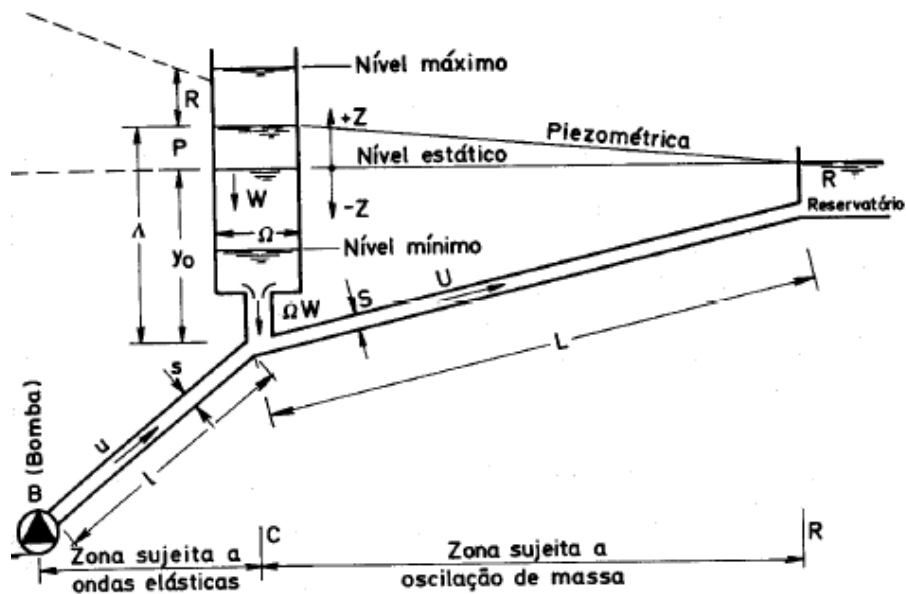


Figura 3.5. Esquema de uma chaminé de equilíbrio.
Fonte: Lencastre, 1983, p. 395.

Sendo W a velocidade (m/s) no plano da água da chaminé (e sendo a velocidade para cima positiva), tem-se que:

$$W_o = Q_o/\Omega \quad (26)$$

Sendo Q_o a vazão de água (m³/s) no interior da chaminé e Ω a área da chaminé (m²).

Assim, são definidos dois parâmetros fundamentais para os cálculos na chaminé de equilíbrio - Z^* e T^* , calculados da seguinte forma:

$$Z^* = \mp Q_o \times \sqrt{\frac{L}{\Omega \times g \times A}} \quad (27)$$

$$T^* = 2\pi \times \sqrt{\frac{L \times \Omega}{g \times A}} \quad (28)$$

Sendo L o comprimento do tubo a jusante da chaminé (comprimento do tubo a proteger, em m), g a aceleração da gravidade (m/s^2) e A a área da seção transversal do conduto (m^2).

Assim, para a queda instantânea de energia, tem-se que a variação de níveis aproximada é:

$$zm = -1 + 0,6 \times \frac{Po}{Z^*} \quad (29)$$

$$Zm = zm \times Z^* \quad (30)$$

Sendo zm um coeficiente e Zm a variação (m) do nível de água na chaminé de equilíbrio com referência ao nível do reservatório, conforme Figura 3.5. A equação (31) não pertence ao método original apresentado por Lencastre (1983), sendo esta equação apresentada por Tomaz (2010) como um ajuste para o ábaco da Figura 3.6.

As equações apresentadas anteriormente não consideram a perda de carga na chaminé de equilíbrio (Ro), consideram apenas as perdas na tubulação (Po). Para considerar as perdas na chaminé de equilíbrio, deve ser utilizado o ábaco da Figura 3.6, entrando com ro (Equação (31)) e com po (Equação (32)), para se obter o valor de zm e, através da Equação (30), calcular a oscilação do NA na chaminé de equilíbrio (Zm) para os dois valores calculados de Z^* .

$$ro = Ro/Z^* \quad (31)$$

$$po = Po/Z^* \quad (32)$$

Cabe salientar que a chaminé deverá ser verificada também para a partida das bombas, pois, nesse caso, a primeira onda de pressão eleva o nível de água dentro da chaminé a valores, muitas vezes, superiores aos valores máximos obtidos na simulação da parada dos conjuntos motor-bomba. Essa análise deverá ser feita principalmente para sistemas com apenas um conjunto motor-bomba por chaminé, pois, nesses casos, a oscilação de níveis na chaminé é maior do que no caso de um sistema com bombas em paralelo com partidas intermitentes.

Parsasadr et al. (2016) estudaram bombas ligadas em paralelo com parada brusca simultânea e intermitente. Os autores concluíram que o transiente gerado pela parada simultânea de todas as bombas gerou o maior transiente, enquanto que a parada intermitente entre as bombas gerou um transiente menor. Com base nisso, foi proposto como proteção do sistema com bombas em paralelo que fossem previstos equipamentos auxiliares que proporcionem a parada não simultânea dos equipamentos. No caso de partida das bombas, o resultado foi o mesmo.

Para motores do porte dos aqui estudados, é comum o uso de um equipamento auxiliar para a redução da corrente de partida, como o soft-starter, inversor de potência, reostato líquido, etc. Caso não haja um equipamento que controle a corrente de partida de bombas desse porte, o sistema de alimentação elétrica seria economicamente inviável. Os equipamentos mencionados fornecem um aumento no tempo de partida dos motores e, assim, uma duração de 20 segundos para tal operação é um tempo bastante usual.

As chaminés de equilíbrio são estruturas muito estudadas no setor elétrico para a proteção de usinas hidrelétricas. Assim, a bibliografia especializada em circuitos de geração de energia hidrelétrica apresentam recomendações bastante práticas a respeito da aplicabilidade das chaminés de equilíbrio.

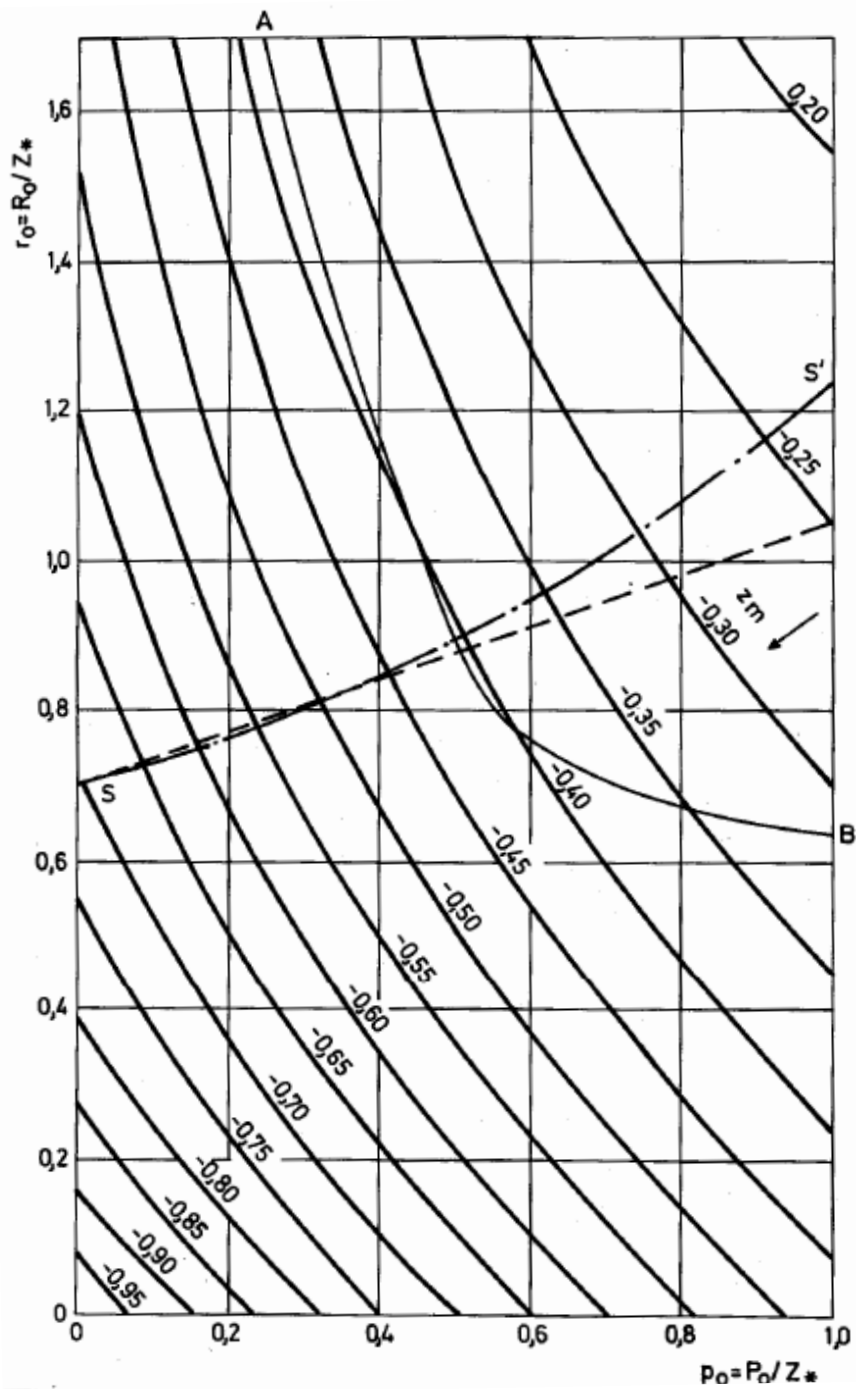


Figura 3.6. Chaminé de equilíbrio de seção constante - Ábaco para a obtenção do coeficiente da oscilação da carga na chaminé para a parada brusca do bombeamento.

Fonte: Lencastre, 1983, p. 645.

Eletrobrás (2000) recomenda que, quando necessária, a chaminé de equilíbrio deverá ser instalada o mais próximo possível da casa de força com o objetivo de reduzir o comprimento do conduto forçado e diminuir os efeitos do golpe de aríete. A respeito da verificação da necessidade desse dispositivo de proteção, Eletrobrás (2000) indica que se for

respeitada a relação apresentada na Equação (33), há uma forte indicação inicial de que não é necessária a chaminé de equilíbrio.

$$\frac{L_{CF}}{H_b} > 5 \quad (33)$$

Sendo L_{CF} o comprimento do conduto forçado (m) e H_b a queda bruta (m). Segundo Marques (comunicação pessoal, 2017), esta equação representa que, caso a chaminé de equilíbrio esteja posicionada a uma distância superior a cinco vezes a queda bruta do sistema em relação às turbinas, o transiente gerado no conduto forçado resultará uma espessura excessiva para o conduto e um esforço excessivo nas turbinas.

A verificação da necessidade de chaminé de equilíbrio deve ser feita, portanto, através do critério da constante de aceleração do escoamento no conduto forçado, através da Equação (34).

$$t_h = \frac{V_{CF} \times L_{CF}}{g \times H_b} \quad (34)$$

Sendo t_h o tempo de aceleração do escoamento no conduto forçado (s) e V_{CF} a velocidade de escoamento no conduto forçado (m/s). Se $t_h < 3$ s, então não é necessário instalar a chaminé; se $3 \text{ s} < t_h < 6 \text{ s}$ a chaminé é desejável, mas, não obrigatória, e; se $t_h > 6 \text{ s}$, é obrigatória a instalação da chaminé.

Por analogia, estes parâmetros de análise, $\frac{L_{CF}}{H_b}$ e t_h , serão analisados nesse trabalho para a verificação da necessidade de dispositivos de proteção, sendo consideradas as variáveis L , V e AMT ao invés de L_{CF} , V_{CF} e H_b , respectivamente. Esta análise está apresentada no item 5.6.

3.1.2.3 *Reservatório Hidropneumático (RHO)*

Uma opção de dispositivo para reduzir os efeitos dos transientes hidráulicos é reservatório hidropneumático (RHO). Basicamente, é um reservatório metálico (Figura 3.7) com água e ar, com pressão acumulada no seu interior, ligado à tubulação de recalque, logo após a válvula de retenção (MACINTYRE, 2013).

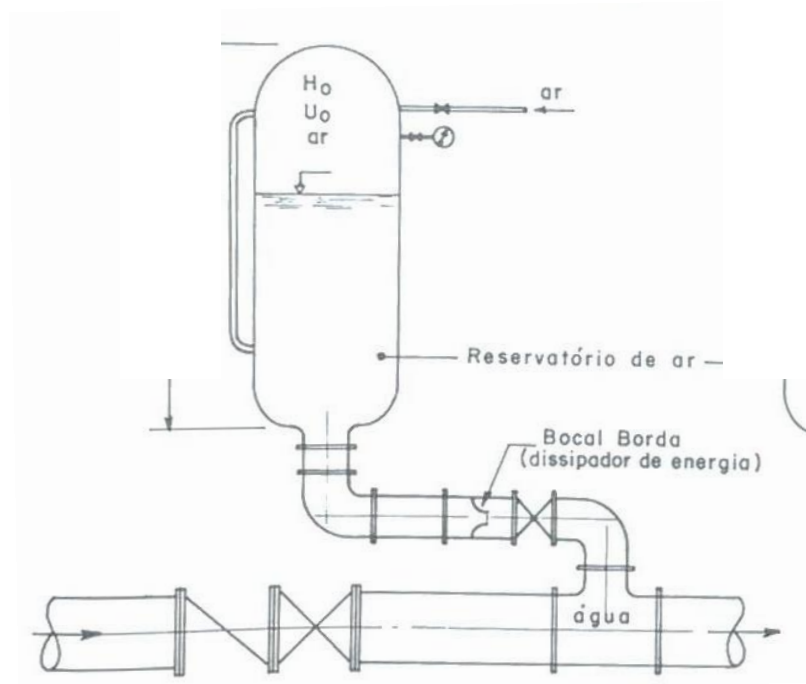


Figura 3.7. Reservatórios Hidropneumáticos.

Fonte: autor.

Conforme Macintyre (2013), a pressão do ar no reservatório, em condições normais de funcionamento, equilibra a pressão na adutora no ponto onde esta se acha ligada ao reservatório. Com a interrupção do fornecimento de energia, a bomba desliga e uma parte da água contida no reservatório vai para a adutora quando a pressão no seu interior é inferior à pressão na adutora. De modo contrário, quando a onda de sobrepressão passa pela entrada do reservatório, esta comprime o ar, havendo redução da energia do sistema.

A Figura 3.8 apresenta um esquema do funcionamento do RHO onde mostra o efeito da onda de subpressão (final da fase de depressão) e da onda de sobrepressão (final da fase de compressão).



(a)

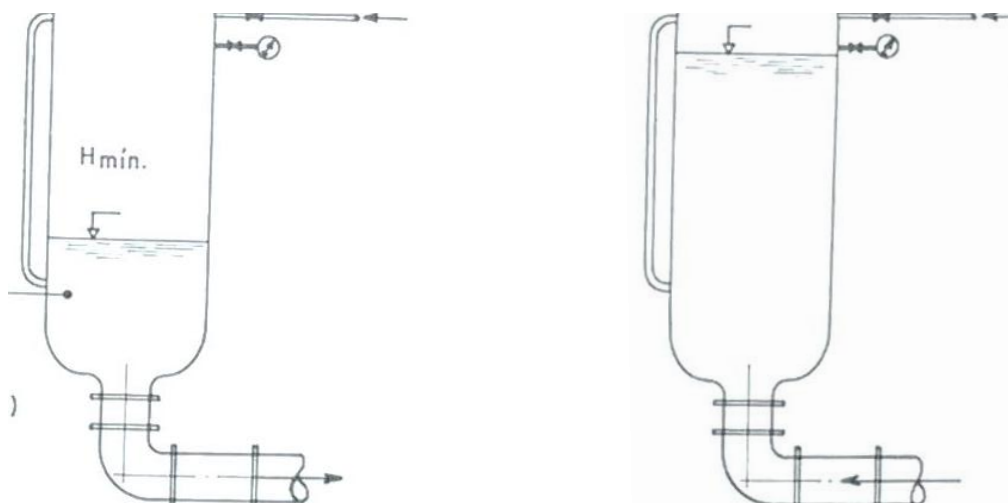


Fig. 3.8. Esquema de funcionamento do RHO. (a) funcionamento normal (b) final da fase de depressão (c) final da fase de compressão

Fonte: Macintyre, 2013, p. 723.

A abertura de comunicação entre o reservatório e a tubulação pode ser projetada com assimetria, com o objetivo de produzir maior perda de carga na entrada da água do que na saída. Dentro dessa ideia, é possível inserir uma válvula de retenção no ramal de ligação, permitindo que o fluxo de água no ramal ocorra apenas do RHO para adutora. Passa a ser necessário, com isso, instalar um by-pass por onde irá passar a onda de sobrepressão, conforme Figura 3.9.

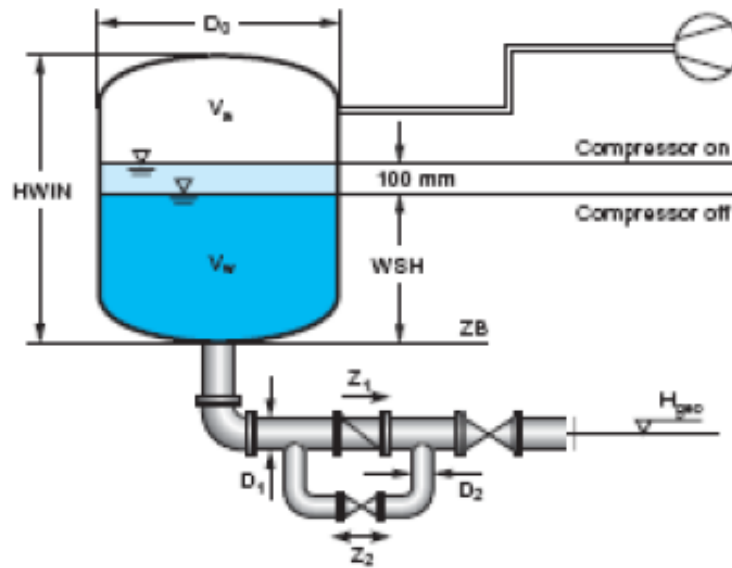


Figura 3.9. RHO com by-pass na válvula de retenção.

Fonte: Tomaz, 2010, p. 125

É possível, ainda, inserir uma placa de múltiplos orifícios no by-pass, gerando uma grande perda de carga, amortecendo muito a onda de sobrepessão que irá entrar no RHO.

A metodologia de cálculo apresentada a seguir, e considerada aqui como uma metodologia de pré-dimensionamento do dispositivo de proteção, com posterior simulação através do Método das Características, é desenvolvida por Azevedo Neto (1969) *apud* Tomaz (2010).

O volume de água do reservatório pode ser obtido através da Equação (35), conhecida como fórmula de Sliosberg.

$$V = \frac{V^2}{2 \times g \times Pa} \times \frac{L \times A}{\frac{Pa}{Pmáx} - 1 - \ln \left(\frac{Pa}{Pmáx} \right)} \quad (35)$$

Sendo V o volume do reservatório (m^3), g a aceleração da gravidade ($9,8 \text{ m/s}^2$), Pa a pressão absoluta em regime normal (mca), $Pmáx$ a máxima pressão admitida no recalque (mca), em função da tubulação utilizada, L o comprimento da adutora (m), V a velocidade média na adutora (m/s) e A a área da seção transversal da adutora (m^2).

Uma condição que deve ser satisfeita para evitar que o ar entre na tubulação por ocasião da pressão negativa é a verificação do volume da câmara de ar, o que é calculado pela Equação (36).

$$V_{ar} = V \times \frac{P_o}{P_{mín}} \quad (36)$$

Sendo V_{ar} o volume da câmara de ar (m³), M calculado através da Equação (37) (m) e $P_{mín}$ calculado através da Equação (38) (mca).

$$M = \frac{P_o}{P_{máx}} - 1 - \ln\left(\frac{P_o}{P_{máx}}\right) \quad (37)$$

$$\frac{P_{mín}}{P_o} = 2 + 3 \times M - P_{máx}/P_o \quad (38)$$

O dimensionamento do RHO consta, portanto, em realizar simulações variando iterativamente o volume de ar dentro do dispositivo e o volume do próprio dispositivo, a partir dos volumes iniciais definidos inicialmente pela metodologia apresentada. Após algumas simulações, serão obtidos volumes suficientes para a proteção esperada. Assim, o volume de ar deverá ser verificado em função do tempo de forma que o dispositivo não fique sem água.

Ao final das simulações, deverão ser determinados o volume total do reservatório, o volume inicial de ar no seu interior, a pressão de dimensionamento dos reservatórios, o diâmetro e o comprimento máximo do ramal de ligação à adutora e a oscilação do volume de ar. Deverá ser definido ainda o uso ou não de bexiga dentro do RHO.

Dispositivos sem bexiga são dotados de um compressor que injeta ar comprimido no RHO para equilibrar as pressões do sistema, conforme necessidade. Contudo, o ar comprimido que fica em contato com a água se dissolve e o volume de ar reduz, obrigado que o compressor injete ar no sistema periodicamente.

Em dispositivos com bexiga, o ar comprimido e a água não se misturam, de forma que não é necessário ter um compressor. Nesses dispositivos, o ar comprimido é injetado uma única vez, no momento da instalação do RHO e se mantém estável por muitos anos. Esta pressão inicial de ar é a pressão de inchado e deverá ser especificada em projeto. Contudo, é necessário controlar vazamentos a partir de manômetros de controle instalados no dispositivo.

Conforme ITA (2010), o RHO modelado no software Allievi (apresentado a seguir, no item 3.2.4) poderá ser com ou sem bexiga, sendo que, a princípio, o comportamento de ambos os dispositivos, matematicamente, é o mesmo, enquanto houver volume de água dentro deles.

Havendo o esvaziamento total do RHO sem bexiga, o gás irá continuar a sua expansão, podendo chegar no ramal de ligação e na própria adutora. Dessa forma, parte do gás que saiu do RHO poderá não retornar ao mesmo na onda de sobrepressão, reduzindo a eficiência do dispositivo. Além disso, o gás, ao fluir através da adutora, poderá gerar oscilações de pressão que resultam no rompimento desta.

Havendo o esvaziamento total do RHO com bexiga, no momento do esvaziamento a bexiga irá fechar o orifício do ramal de ligação, criando uma onda de depressão que poderá danificar o sistema.

É importante considerar as perdas de carga que ocorrem na entrada do RHO, as quais dependem do fabricante do equipamento e do sistema projetado. Os coeficientes de perda de carga considerados nesse trabalho são aquelas referentes aos equipamentos da Charlante Reservoirs para água bruta, apresentados em anexo neste trabalho³, na forma de ke , conforme Equação (22).

Castro e Santos (2001) realizaram simulações com o Método das Características onde foram estudados os efeitos da implantação de reservatórios hidropneumáticos e de válvulas de alívio em adutoras e concluíram que os RHO são eficientes para atenuar tanto sobrepressões quanto subpressões, enquanto que as válvulas de alívio são capazes de atenuar apenas as sobrepressões constatadas no sistema hidráulico.

³ Registro agradecimentos ao Eng. Fabio Roberto da Empresa ABERKO Equipamentos Industriais, que forneceu os valores referenciais para a produção da curva de custos dos Reservatórios Hidropneumáticos e os coeficientes de perda de carga dos tanques Charlante.

3.1.2.4 Válvula de Retenção

É usual a instalação de uma válvula de retenção logo após a saída da bomba para impedir o retorno de água para dentro da bomba, quando esta poderia girar no sentido inverso. Essas válvulas podem ser de diversos tipos (plug, portinhola, esfera, com mola, entre outros) e fecham automaticamente por diferença de pressão provocada quando há tendência de inversão do sentido do escoamento (MACINTYRE, 2013).

Caso se opte por não utilizar uma válvula de retenção logo a jusante da bomba, fato que ocorre em certas instalações com bombas de grande descarga, o líquido irá escoar na bomba no sentido inverso (MACINTYRE, 2013). Nesse caso, torna-se necessário verificar qual será a máxima velocidade de rotação inversa da bomba e consultar o fabricante se o equipamento irá suportar essa solicitação, além de ser necessário verificar também o dimensionamento estrutural da fundação da bomba, pois esta estará sujeita a esforços em sentido contrário ao da operação normal do equipamento quando ocorrer a parada do seu funcionamento.

Em alguns casos, em equipamentos de grande porte, poderá ser especificada uma catraca anti-reversão como um dispositivo de proteção à bomba e ao motor, impedindo que esta gire no sentido contrário, como uma turbina.

Conforme Macintyre (2013), John Parmakian realizou estudos e ensaios com bombas centrífugas de velocidade específica reduzida e apresentou gráficos que permitem obter os valores da oscilação de pressão provocada pelo golpe de aríete e da velocidade máxima de reversão da bomba em função de certos parâmetros com a ausência de válvula de retenção junto à bomba. Esses gráficos podem ser encontrados em Macintyre (2013).

As condições de contorno utilizadas pela maioria dos programas de simulação de transientes hidráulicos exigem considerar uma válvula de retenção junto à bomba para a utilização das curvas das bombas fornecidas pelos fabricantes, já que estes, normalmente, não fornecem as curvas características das bombas girando no sentido inverso. Desta forma, por mais que a válvula de retenção não esteja no sistema físico, matematicamente esta deverá ser considerada neste estudo. Esta consideração resultará valores de sobrepessão superiores aos que realmente ocorrerão e, assim, a análise corresponderá a uma condição a favor da segurança, porém, em alguns casos, antieconômica.

Tomaz (2010) salienta que a válvula de retenção instalada após as bombas não evita os golpes de aríete, somente evita problemas na própria bomba devido ao golpe de aríete. O autor descreve também que “há um pensamento geral de que a instalação de várias válvulas de retenção ao longo da linha irá resolver o problema do golpe de aríete” (TOMAZ, 2010, p.

103). Contudo, isto não é verdade e, além de gerar uma perda de carga excessiva nas singularidades, dependendo da localização das válvulas, estas poderão ser responsáveis por ampliar os efeitos do golpe de aríete.

3.1.2.5 *Ventosas*

As ventosas (Figura 3.10) são dispositivos de funcionamento automático para admissão e expulsão de ar de tubulações pressurizadas e sua necessidade é evidente para as operações de enchimento e esvaziamento das tubulações.



*Figura 3.10. Ventosas de Tríplice Função com válvula de seccionamento para manutenção.
Fonte: autor.*

Conforme NBR 12215 (ABNT, 1991), deverão ser previstos dispositivos de admissão e descarga de ar em trechos das adutoras suscetíveis de acumulação de ar e em trechos altos, imediatamente antes e logo após as descargas de água da adutora. Esta norma propõe a utilização de pontos intermediários de admissão de ar quando a linha piezométrica correspondente à descarga de um trecho de adutora estiver abaixo desta, contudo, não apresenta metodologias de cálculo para a definição desses pontos.

Para tanto, Azevedo Netto (2013) apresenta critérios práticos para a localização das ventosas e Vianna e Móller (2015) apresentam um estudo de caso de aprisionamento de ar em

conduto forçado por gravidade, em trechos descendentes. Nesse trabalho, os autores estudaram a redução de vazão em uma adutora por gravidade decorrente do aprisionamento de ar.

Para o dimensionamento das ventosas, é necessário saber a vazão de enchimento da tubulação, a vazão de entrada e a geometria da válvula de cada fabricante. Azevedo Netto (2013) salienta ainda que para cargas de pressões negativas abaixo de $-4,9 \text{ mca}$, o ar penetra na tubulação através da ventosa à velocidade do som e, dessa forma, essa condição deve ser proibitiva na escolha do equipamento.

Como critério de escolha expedita para válvulas de admissão de ar, Azevedo Netto (2013) recomenda adotar 12,5% da seção do tubo, ou seja, o diâmetro da ventosa deverá ser $1/8$ (um oitavo) do diâmetro do conduto onde a válvula será instalada. Para válvulas de expulsão de ar, o mesmo autor cita que alguns critérios práticos recomendam fixar o diâmetro da ventosa em $1/12$ (um doze avos) do diâmetro da tubulação.

Peroba Júnior (2007) simulou ventosas como dispositivos de proteção contra transientes hidráulicos e concluiu que as ventosas são bastante eficientes para eliminar pressões negativas que venham a surgir nas adutoras. Contudo, dependendo do perfil da adutora, apenas uma ventosa não é suficiente para produzir o efeito desejado de eliminação de pressões negativas, podendo ser necessário utilizar duas ou mais ventosas combinadas ou a combinação de ventosa e outro dispositivo de proteção, como um TAU, por exemplo.

3.1.3 Métodos Simplificados para Golpe de Aríete em Sistemas de Bombeamento

Tomaz (2010) cita dois métodos simplificados para o estudo de transientes hidráulicos em sistemas de bombeamento devido à falta de energia elétrica: os gráficos de Parmakian e o método de Mendiluce.

Os gráficos de Parmakian estão apresentados em diversas bibliografias (CHAUDRHY, 2014; MACINTYRE, 2013; TOMAZ, 2010) e permitem calcular as pressões máximas e mínimas junto à bomba e no meio da tubulação, além do tempo de parada da bomba, velocidade máxima de rotação reversa, entre outros. Este método necessita das características do escoamento e da adutora, como celeridade, velocidade do escoamento, altura manométrica total, comprimento da tubulação, e características do bombeamento, como número de bombas, eficiência do equipamento, velocidade de rotação da bomba, número de bombas em paralelo e o momento de inércia do conjunto motor-bomba.

Já o Método de Mendiluce sugere comparar o tempo de parada da bomba com o período da tubulação, de forma a verificar se o transitório é rápido ou lento. Dependendo desta classificação do fenômeno transitório, Mendiluce propõe utilizar a equação de Allievi ou a equação de Michaud, sendo a primeira equação para um transitório rápido e a segunda para o transitório lento (TOMAZ, 2010).

O tempo de parada das bombas é calculado através da Equação (39).

$$t_{pb} = C_M + \frac{K_M \times L \times V \times N_B}{g \times AMT} \quad (39)$$

Sendo t_{pb} o tempo de parada das bombas (s); C_M um parâmetro tabelado que depende da inclinação do terreno (s); K_M um parâmetro tabelado que contém o efeito da inércia do conjunto motor-bomba; L o comprimento da tubulação (m); V a velocidade de escoamento (m/s); N_B o número de bombas; g a aceleração da gravidade ($9,8 \text{ m/s}^2$), e; AMT a altura manométrica total (m). Os valores de C_M estão apresentados no Quadro 3.2 e os valores de K_M estão apresentados no Quadro 3.3.

Quadro 3.2. Valores do Coeficiente C_M em função da declividade. Fonte: Tomaz (2010)

Declividade (%)	Valor do Coeficiente C_M (s)
0	0,00
10	1,00
20	0,95
30	0,58
40	0,00

Quadro 3.3. Valores de K_M em função do comprimento da tubulação de recalque. Fonte: Tomaz (2010)

Comprimento da Adutora (m)	Valor do Coeficiente K
$L < 500m$	2,00
$L \sim 500m$	1,75
$500m < L < 1500m$	1,50
$L \sim 1500m$	1,25
$L > 1500m$	1,00

O período da tubulação é calculado através da Equação (40).

$$t_c = \frac{2 \times L}{a} \quad (40)$$

Sendo t_c o período da tubulação (s) e a a celeridade da onda de pressão.

Se $t_{pb} > t_c$, então o transitório é lento e se deve utilizar a fórmula de Michaud (Equação (41)) para calcular a variação de pressão (ΔP).

$$t_c = \frac{2 \times L \times V}{g \times t_{pb}} \quad (41)$$

Se $t_{pb} < t_c$, então o transitório é rápido e se deve utilizar a fórmula de Allievi (Equação (42)) para calcular a variação de pressão, que é obtida a partir da aplicação da equação de quantidade de movimento em um volume de controle em regime transiente.

$$t_c = \frac{a \times V}{g} \quad (42)$$

A metodologia proposta por Mendiluce é bastante simples e possui como principal vantagem a possibilidade de estimar a oscilação de pressão sem a necessidade de escolher um conjunto motor-bomba, já que não necessita das informações de momento de inércia do conjunto e eficiência das bombas, como é necessário para o uso dos gráficos de Parmakian. Contudo, esta metodologia permite apenas estimar a oscilação de pressão máxima junto às bombas, não sendo possível estimar o comportamento das linhas envoltórias de cargas piezométricas extremas ao longo da adutora com base no método de Mendiluce.

3.2 MÉTODOS DE SIMULAÇÃO

Como as equações que descrevem os transientes hidráulicos em condutos fechados são equações hiperbólicas e diferenciais parciais, Chaudhry (2014) cita métodos diferentes para análise computacional destas equações. Assim, a seguir, alguns desses métodos são nomeados e são apresentadas suas peculiaridades (CHAUDHRY, 2014):

- ✚ O **Método das Características** é muito utilizado para modelar transientes hidráulicos, principalmente quando a velocidade da onda é constante. Este método é considerado superior aos demais em virtude de fornecer facilmente bons resultados gráficos mostrando a propagação da onda, facilidade de programação e eficiência computacional;
- ✚ O **Método das Diferenças Finitas** deve ser classificado em explícito e implícito. No método explícito, os valores de cada variável dependem apenas dos valores conhecidos no instante anterior, sendo um método mais fácil de programar com o ônus de exigir o uso de pequenos intervalos de tempo de simulação. Por outro lado, o método implícito, por ter uma programação mais complexa, com sistemas de equações que permitem definir as variáveis em função do instante presente e do instante anterior, permite utilizar intervalos de tempo de simulação maiores, sendo este um método mais estável, e;
- ✚ O **Método dos Elementos Finitos** não oferece grandes vantagens para simulações de fluxo unidimensional quando comparado aos demais e exige uma maior complexidade computacional para a simulação.

Com base no conteúdo aqui descrito e naquele descrito no próximo item, nesta dissertação será apresentado em detalhe o Método das Características para o estudo de transientes hidráulicos.

3.2.1 Método das Características

Dentre as várias atividades necessárias à elaboração de um sistema de bombeamento, a NBR 12214 (ABNT, 1992b) recomenda que seja feito o estudo do efeito dos transientes hidráulicos e a seleção dos dispositivos de proteção do sistema.

Com base nas vantagens já descritas do Método das Características, este é certamente o método mais utilizado no Brasil para a simulação de transientes hidráulicos. Como exemplo disso, a NBR 12215 (ABNT, 1991), principal norma brasileira referente a projetos de adutoras para abastecimento de água, recomenda o método das características na elaboração de projetos de sistemas hidráulicos.

Com o objetivo de seguir o método recomendado pela normalização brasileira, acrescidas as vantagens apresentadas no item 3.2, será utilizado o Método das Características para realizar o estudo dos Transientes Hidráulicos neste trabalho.

Nos itens 3.1.1.1 e 3.1.1.2 foram apresentadas a Equação da Continuidade e a Equação da Quantidade de Movimento. Ao final dos itens estudados, chegou-se através de considerações em equações mais simplificadas (Equações (14) e (17)), quando comparado às formas gerais apresentadas (Equações (11) e (15)). Com o objetivo de se trabalhar com equações lineares, a seguir são reescritas as equações da quantidade de movimento e da continuidade, respectivamente.

O desenvolvimento das equações matemáticas apresentado a seguir está apresentado conforme Chaudhry (2014). Salienta-se que os softwares de modelagem de transientes hidráulicos baseados no método das características podem utilizar variações dessas equações.

$$L1 = \frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + RQ|Q| = 0 \quad (43)$$

$$L2 = \alpha^2 \frac{\partial Q}{\partial x} + gA \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (44)$$

Sendo

$$R = \frac{f}{2DA} \quad (45)$$

Combinando-se linearmente as equações apresentadas, as mesmas são escritas da forma $L = L1 + \lambda L2$. Assim, multiplicando-se L2 por λ e rearranjando os termos, tem-se que

$$\left(\frac{\partial Q}{\partial t} + \lambda \alpha^2 \frac{\partial Q}{\partial x} \right) + \lambda gA \left(\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x} \right) + RQ|Q| = 0 \quad (46)$$

Com o objetivo de eliminar a variável independente e converter as equações diferenciais parciais em equações diferenciais ordinárias, são feitas três considerações, as quais resultam dois pares equação – condição. As considerações feitas são:

1. O valor da carga piezométrica é uma função de posição e de tempo, ou seja, $H = H(x, t)$;
2. O valor da vazão é uma função de posição e de tempo, ou seja, $Q = Q(x, t)$, e;
3. O multiplicador λ pode ser escrito da forma $\frac{1}{\lambda} = \frac{dx}{dt} = \lambda a^2$. Ou seja,

$$\lambda = \mp \frac{1}{a} \quad (47)$$

Como consequência, tem-se que as derivadas totais de $H = H(x, t)$ e $Q = Q(x, t)$, são, respectivamente

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial x} \frac{dx}{dt} \quad (48)$$

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} \frac{dx}{dt} \quad (49)$$

Assim, partindo-se das equações L1 e L2, têm-se dois pares de equação-condição, conforme apresentado a seguir:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + RQ|Q| = 0 \quad (50)$$

Se

$$\frac{dx}{dt} = a \quad (51)$$

E

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + RQ|Q| = 0 \quad (52)$$

Se

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (53)$$

Ou seja, as equações obtidas somente são válidas no plano $x - t$ para uma celeridade constante no trecho considerado. Assim, as equações (51) e (53) são as chamadas Equações Características, que dão nome ao Método.

Resolvendo-se as Equações (50) e (52) a partir da multiplicação dos seus termos por dt e da sua integração de A a P, sendo a integração do termo que considera as perda por atrito feita a partir de uma aproximação de primeira ordem, obtêm-se as equações C+ e C-, que são, respectivamente, as linhas características de A para P e de B para P no plano $x - t$ mostrado na Figura 3.11.

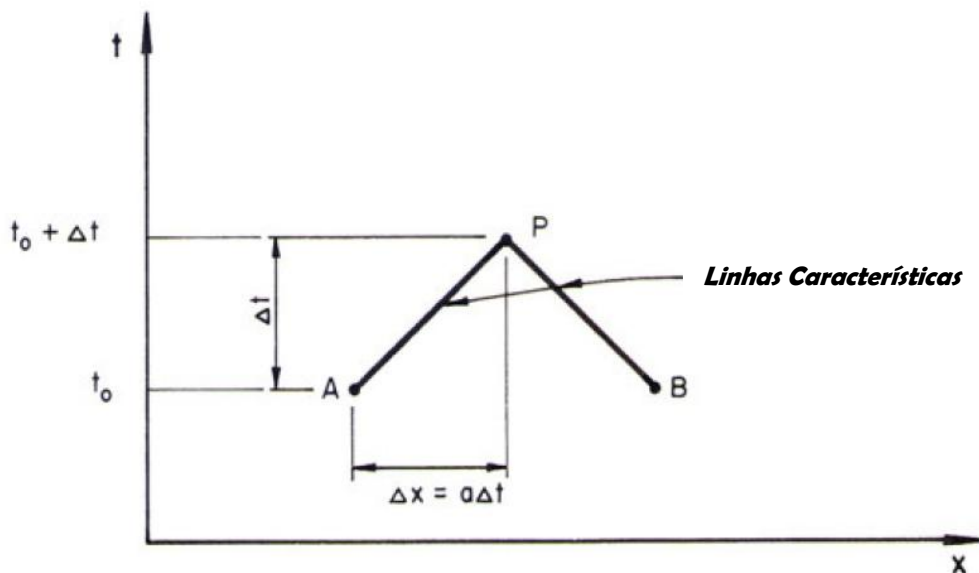


Figura 3.11. Linhas Características no plano $x-t$.
Adaptado de: Chaudhry, 2014, p. 68.

A seguir, são apresentadas, respectivamente, as equações denominadas Equação Característica Positiva e Equação Característica Negativa:

$$C \rightarrow Q_p - Q_A + \frac{gA}{a}(H_P - H_A) + R\Delta t Q_A |Q_A| = 0 \quad (54)$$

$$C \rightarrow Q_p - Q_A - \frac{gA}{a}(H_P - H_A) + R\Delta t Q_A |Q_A| = 0 \quad (55)$$

Sendo Q_A a vazão no ponto A; H_A a carga piezométrica no ponto A; Q_P a vazão no ponto P, no instante $t = t_o + \Delta t$ e na posição $x = x_o + a\Delta t$, conforme Figura 3.11, e; H_P a carga piezométrica no ponto P, no mesmo instante e posição.

Essas equações podem ser escritas de modo simplificado da seguinte forma:

$$C \rightarrow Q_p = C_p - C_A H_p \quad (56)$$

$$C \rightarrow Q_p = C_N + C_A H_p \quad (57)$$

Sendo

$$C_p = Q_A + \frac{gA}{a} H_A - R\Delta t Q_A |Q_A| \quad (58)$$

$$C_N = Q_A - \frac{gA}{a} H_A - R\Delta t Q_A |Q_A| \quad (59)$$

$$C_A = \frac{gA}{a} \quad (60)$$

O valor de C_A é constante e depende do conduto e os valores de C_p e C_N devem ser determinados a cada intervalo de tempo analisado. C_A , C_p e C_N são artifícios para facilitar os cálculos, sem qualquer representação física.

Os valores de Q_p e H_p são determinados resolvendo-se simultaneamente $C + e C - e$ calculando

$$Q_p = 0,5(C_p + C_N) \quad (61)$$

$$H_p = \frac{0,5(C_p - C_N)}{C_A} \quad (62)$$

As equações características foram obtidas a partir de um esquema explícito de diferenças finitas de primeira ordem. Caso as perdas de carga no sistema sejam significativas, conforme Chaudhry (2014), os resultados poderão ser instáveis. No entanto, o autor não esclarece a ordem de grandeza dessas perdas. Assim, o autor citado apresenta esquemas de integração com aproximação de segunda ordem que aumentam a precisão do terceiro termo das equações características, o termo que contabiliza as perdas de carga.

Crítérios para a definição dos valores Δt e Δx estão apresentados no item 3.2.3 deste trabalho.

3.2.2 Condições de Contorno

Existe uma série de itens que, ao serem utilizados em um sistema hidráulico, passam a inserir condições de contorno que devem ser satisfeitas para a correta simulação do sistema. Para tanto, são utilizadas as equações características, sendo que a equação característica positiva é utilizada para as condições de contorno de montante, enquanto que a equação característica negativa é utilizada para satisfazer as condições de contorno de jusante.

A seguir são apresentadas algumas condições de contorno usuais em sistemas hidráulicos, com base em Chaudhry (2014). Nas equações mostradas a seguir, o índice i se refere ao conduto i , e o segundo índice (1 a $n + 1$) refere-se à seção do conduto i onde a variável está sendo analisada.

3.2.2.1 Reservatórios de Nível Constante

Quando se tem reservatórios muito grandes ou quando a variação do nível do reservatório é muito pequena no tempo de interesse, adotar a hipótese de que o reservatório

possui nível constante é bastante válida. Faz-se distinção apenas se o reservatório é uma condição de contorno de montante ou de jusante, sendo que no primeiro caso se utiliza a equação característica negativa para resolver o problema e, no segundo caso, a positiva.

O desenvolvimento das equações para ambos os casos é muito similar, sendo que, basicamente, são calculadas as perdas de carga devido à entrada de água na tubulação (ou saída de água) de modo a ter, somado à carga hidráulica do reservatório, a carga hidráulica no trecho a jusante ou a montante deste. Assim, a seguir, é mostrado o equacionamento para um **reservatório de nível constante a montante**.

Considerando-se as perdas de carga na entrada de água no reservatório, a equação apresentada a seguir especifica a condição imposta pelo reservatório:

$$H_{Pi,1} = H_{res} - (1 + k) \frac{Q_{Pi,1}^2}{2gA_i^2} \quad (63)$$

Sendo k o coeficiente de perda de carga localizada devido à entrada na tubulação.

Dessa forma, associando-se a equação da condição de contorno do reservatório à equação característica negativa, tem-se que

$$Q_{Pi,1} = \frac{-1 + \sqrt{1 + 4k_1(C_{ni} + C_{ai}H_{res})}}{2k_1} \quad (64)$$

Sendo

$$k_1 = \frac{C_a(1 + k)}{2gA_i^2} \quad (65)$$

Na hipótese de se poderem desprezar as perdas de carga e a energia cinética na entrada da tubulação, a Equação (63) pode ser escrita da seguinte forma:

$$H_{Pi,1} = H_{res} \quad (66)$$

No caso de um **reservatório de nível constante a jusante**, considera-se as perdas de carga localizada devido à entrada da água no reservatório e se obtém a seguinte equação

$$H_{Pi,n+1} = H_{res} - (1 - k) \frac{Q_{Pi,n+1}^2}{2gA_i^2} \quad (67)$$

Sendo k o coeficiente de perda de carga localizada devido à entrada no reservatório.

Dessa forma, associando-se a equação da condição de contorno do reservatório à equação característica positiva, tem-se que

$$Q_{Pi,n+1} = \frac{1 - \sqrt{1 - 4k_2(C_{Pi} + C_{ai}H_{res})}}{2k_2} \quad (68)$$

Sendo

$$k_2 = \frac{C_{ai}(1 - k)}{2gA_i^2} \quad (69)$$

Na hipótese de se poder desprezar a perda de carga na saída para o reservatório e a energia cinética neste local, a Equação (67) pode ser escrita similar à Equação (66), como sendo

$$H_{Pi,n+1} = H_{res} \quad (70)$$

3.2.2.2 *Final de Linha (Dead End)*

Esta condição de contorno ocorre quando não há saída de água no final de um conduto. Dessa forma, tem-se que $Q_{Pi,n+1} = 0$, e, portanto, da equação característica positiva, tem-se que

$$H_{P1,n+1} = \frac{C_{Pi}}{C_{ai}} \quad (71)$$

3.2.2.3 Válvula a Jusante

A condição imposta pela presença de uma válvula a jusante é uma relação entre carga hidráulica e descarga. Para a simulação em regime transiente, faz-se uma adaptação da equação que rege o comportamento da válvula em regime permanente acrescentando-se um parâmetro que define as novas características para diversos níveis de abertura da válvula. Assim,

$$Q_{Pi,n+1} = 0,5(-C_v + \sqrt{C_v^2 + 4C_{Pi}C_v}) \quad (72)$$

Sendo

$$C_v = \frac{(\tau \times Q_{oi,n+1})^2}{C_a H_{oi,n+1}} \quad (73)$$

Sendo o índice *o* indicador de características obtidas para regime permanente e τ um parâmetro que apresenta as alterações de vazão para diversas aberturas da válvula. Dessa forma, para a simulação, é necessário que se tenha um quadro com os valores de τ em função do tempo *t* indicando como ocorre a manobra de abertura ou fechamento da válvula.

Caso se tenha um orifício localizado a jusante, ao final de um conduto, as equações (72) e (73) podem ser utilizadas considerando-se $\tau = 1$ para o orifício desobstruído.

3.2.2.4 Junção

As junções podem reunir diversas tubulações ou trechos com diferentes características de uma mesma tubulação. No segundo caso, se a energia cinética em duas seções, antes e após a junção, for a mesma e se a perda de carga na junção puder ser desprezada, tem-se que a energia antes e após a junção é a mesma, conforme Equação (74).

$$H_{Pi,n+1} = H_{Pi+1,1} \quad (74)$$

Assim, as equações características, positiva e negativa, nas seções, serão a Equação (75) e a Equação (76), respectivamente.

$$Q_{Pi,n+1} = C_{Pi} - C_{ai} \times H_{Pi,n+1} \quad (75)$$

$$Q_{Pi+1,1} = C_{ni+1} - C_{ai+1} \times H_{Pi+1,1} \quad (76)$$

Dessa forma, com base na equação da continuidade, o valor da carga hidráulica na seção $(i, n+1)$ poderá ser obtida através da Equação (77), e os valores de $H_{Pi+1,1}$, $Q_{Pi,n+1}$ e $Q_{Pi+1,1}$, através das equações de (74) a (76).

$$H_{Pi,n+1} = \frac{C_{Pi} - C_{ni+1}}{C_{ai} + C_{ai+1}} \quad (77)$$

No caso de uma junção que reúna tubulações diferentes, o tratamento é semelhante ao feito para trechos diferentes de um mesmo conduto, considerando que a equação da continuidade é composta de 3 parcelas e a análise de pressões deve ser feita em 3 seções distintas.

3.2.2.5 Bombas Hidráulicas

Para a simulação do sistema com bombeamento, deve-se conhecer a curva de pressão em função da vazão, sendo que estes valores compõem as condições de contorno das bombas. Pouco se sabe a respeito do comportamento dessa relação Vazão x Pressão em regime transiente. Contudo, dados das bombas em regime permanente vêm sendo considerados em estudos de transientes sem se ter registrado erros decorrentes dessa consideração (CHAUDHRY, 2014).

A vazão Q de uma bomba relaciona-se com a velocidade de rotação N , com a carga hidráulica H e com o torque T . Essas variáveis se relacionam conforme apresentado na Equação (78) e são normalmente apresentadas pelos fabricantes como *curvas de performance*.

$$v = \frac{Q}{Q_R}; h = \frac{H}{H_R}; \alpha = \frac{N}{N_R}; \beta = \frac{T}{T_R} \quad (78)$$

Sendo que as variáveis apresentadas com o sub-índice R referem-se àquelas do ponto de maior rendimento do equipamento.

Como nem sempre as informações das bombas estão disponíveis, Castro e Santos (2001) descrevem que Brown e Rogers (1980) desenvolveram curvas características completas para diversos valores de rotação específica ($N_S = 20,5; 22,1; 24,6; 37,5; 85,2; 147, e; 261$). De modo similar, ITA (2010) descreve curvas universais para bombas feitas para um total de 14 diferentes rotações específicas, de acordo com variáveis propostas por Marchal, Flesch e Suter, conhecidas como curvas de Suter (1965, *apud* OLIVARES, 2012). Para maiores detalhes a respeito da aplicação dessas curvas, ver Jovic (2013).

Vários programas que simulam transientes possuem essas curvas características e as utilizam para as simulações, sendo que deverão ser informados dados da bomba desejada suficientes para o cálculo da sua rotação específica e, assim, poderão ser utilizadas as curvas características com rotação específica similar à calculada. Esse processo se baseia na semelhança dinâmica existente entre duas máquinas hidráulicas.

Outra informação do conjunto motor-bomba importante à simulação em regime transiente é o momento de inércia dos corpos girantes, sendo estes o rotor da bomba, o eixo, o acoplamento e o rotor do motor de acionamento. Caso não se tenha o valor do momento de inércia (I) dado pelo fabricante do conjunto, ITA (2010) apresenta uma maneira de se estimar o momento de inércia utilizando-se a fórmula de Thorley, conforme Equação (79).

$$I = 0,03768 \left(\frac{Pot}{N^3} \right)^{0,9556} + 0,0043 \left(\frac{Pot}{N} \right)^{1,48} \quad (79)$$

Sendo N a velocidade de rotação nominal em milhares de rpm ($1000 \times rpm$) e Pot a potência nominal do conjunto (kW).

Esta e outras fórmulas empíricas para o cálculo do momento de inércia do conjunto motor-bomba são em função da potência do conjunto. Assim, torna-se essencial calcular a potência da bomba com a equação (79).

$$Pot = \frac{\rho \times Q \times AMT}{75 \times \eta_b} \quad (80)$$

Sendo Pot a potência (CV), ρ a massa específica do fluido ($\rho \cong 1.000 \text{ kg/m}^3$ para a água a 20°C), Q a vazão (m^3/s), AMT a altura manométrica total (m) e η_b é a eficiência da bomba, obtida a partir das curvas de performance das bombas.

A potência necessária ao motor, a qual é atribuída como sendo a potência do conjunto motor-bomba e que é parâmetro de entrada para a equação (79), é obtida a partir da potência da bomba, dividindo-a pela eficiência do motor (η_m). Na ausência de informações quanto à eficiência do motor, pode-se usar um acréscimo de 10% à potência da bomba para potências calculadas superiores a 25 CV (MACINTYRE, 2013). A conversão de CV para kW é $1 \text{ kW} = 1 \text{ CV} \times 0,735$.

3.2.3 Critérios de Convergência e Estabilidade

Conforme Chaudhry (2014), para o esquema numérico aqui apresentado, este será estável se o número de Courant (C_N) for menor ou igual a um ($C_N \leq 1$), sendo este obtido através da Equação (81).

$$C_N = a \frac{\Delta t}{\Delta x} \quad (81)$$

Sendo a a celeridade, Δt o intervalo de tempo da simulação e Δx a discretização espacial da simulação. Dessa forma, a partir da definição do Número de Courant e do intervalo de tempo da simulação, calcula-se a celeridade dos condutos e a discretização espacial da simulação.

No caso de as perdas de carga devido ao atrito serem representativas, Chaudry (2014) apresenta um termo de análise C_R , o qual, para uma aproximação de primeira ordem dos termos não lineares da Equação da Quantidade de Movimento (Equação (17)), conforme apresentado, deverá ser inferior a 0,5 ($C_R \leq 0,5$). Este termo é calculado pela Equação (82).

$$C_R = \frac{f(\Delta Q)(\Delta t)}{4DA} \quad (82)$$

Observa-se na Figura 3.11 que o Método das Características considera, para os cálculos, discretizações de Δx (no eixo das abscissas) e Δt (no eixo das coordenadas) e, dessa forma, sendo o coeficiente de Courant igual a uma unidade, haverá a seguinte igualdade $\Delta x = a\Delta t$, conforme Equação (81). Com isso, conclui-se que para um mesmo Δt , a necessidade de cálculos será maior para menores valores de C_N , exigindo-se maior discretização espacial. Assim, desde que sejam respeitadas as condições de estabilidade, o Coeficiente de Courant deverá ser considerado uma unidade, reduzindo-se a necessidade computacional para as simulações dos transientes hidráulicos.

3.2.4 Programas para a Simulação dos Transientes Hidráulicos

Durante a etapa de estudo para a revisão bibliográfica deste trabalho, foram pesquisados diversos softwares pagos e gratuitos capazes de simular transientes hidráulicos em condutos forçados. O Quadro 3.4 apresenta alguns dos softwares pesquisados e seus desenvolvedores.

Quadro 3.4. Softwares para simulação de transientes hidráulicos em condutos forçados

Software	Desenvolvedor	Método de Simulação	Página na Internet⁴
AFT IMPULSE	AFT – Applied Flow Technology	Método das Características (MC)	http://www.aft.com/products/impulse
WANDA	Delft Hydraulics	MC ⁵	https://www.deltares.nl/en/software/wanda/
HAMMER	Bentley	MC	https://www.bentley.com
UFC6	LAHC/GEHC - UFC ⁶	MC	http://www.lahc.ufc.br
ALLIEVI	ITA	MC	http://www.allievi.net/allievi-es.php

O software Allievi foi desenvolvido pelo Grupo de Engenharia e Tecnologia da Água da Universidade Politécnica de Valência. Ele possibilita verificar e analisar os efeitos transitórios de diversas manobras efetuadas nos elementos do sistema hidráulico utilizando-se do Método das Características, como parada e partida de bombas e turbinas e abertura e

⁴ Acesso aos sites em 04 de janeiro de 2017

⁵ Conforme Andrzejewski (2009).

⁶ Software desenvolvido pelo Laboratório de Hidráulica Computacional (LAHC) e pelo Grupo de Estudos em Hidráulica Computacional (GEHC) da Universidade Federal do Ceará

fechamento de válvulas, as quais poderão ser simultâneas ou não. Os sistemas hidráulicos podem ser compostos por redes de condutos forçados alimentados por vários reservatórios, com várias estações de bombeamento e com fluxo regulado por válvulas, formando redes malhadas, ramificadas ou mistas (ITA, 2010).

As condições de contorno internas inseridas dentro do programa Allievi e que permitem simular as condições supracitadas são:

- Reservatórios com seção variável;
- Estações de bombeamento;
- Estruturas de controle de fluxo (válvulas de vários tipos);
- Estruturas de proteção (RHO, TAU, chaminés de equilíbrio);
- Ventosas diversas, as quais podem ser distribuídas ao longo das tubulações, e;
- Leis de carga piezométrica ou de vazão impostas nos extremos das tubulações.

Conforme o Manual Técnico do programa (ITA, 2010), as equações de conservação de massa e da quantidade de movimento utilizadas pelo programa Allievi são as mesmas Equações (11) e (15), apresentadas no item 3.1.1, mas, com a variável carga piezométrica ao invés da variável pressão.

Como exemplo, a seguir são apresentadas duas aplicações deste programa: simulação de transientes em turbinas em uma hidroelétrica e simulação de transientes em instalações hidráulicas em edifícios.

Alemanly et al. (2014) simularam a rejeição total de carga de três turbinas tipo Francis com o objetivo de demonstrar as possibilidades do programa Allievi para ser utilizado em projetos de usinas hidrelétricas. Esses autores demonstraram que o programa permite a obtenção dos valores máximos de pressão e velocidade nas turbinas após a rejeição total de carga, em função das manobras dos distribuidores implementadas no modelo e a partir da extrapolação dos diagramas de Hill das turbinas.

De modo geral, se o tempo de fechamento do distribuidor aumenta, a pressão reduz e a velocidade aumenta. Além disso, leis de fechamento em dois tempos produzem resultados melhores do que fechamentos em um tempo apenas. Assim, através da simulação é possível definir qual é a lei de fechamento mais eficiente.

Olivares (2012) analisou os efeitos de uma ligação predial direta à rede de distribuição de água em regime transiente com o objetivo de verificar a possibilidade de conectar um grupo motor-bomba de velocidade fixa ou variável na alimentação predial excluindo-se reservatórios de água auxiliares.

comportam de modo similar, já que o variador de velocidade não mais consegue variar a frequência do sinal elétrico.

Olivares (2012) procurou validar o seu modelo hidráulico a partir de registros de pressão e vazão em uma instalação real, a qual foi utilizada como base para as simulações apresentadas. A Figura 3.13 mostra uma comparação entre os dados medidos e os dados simulados para o caso da bomba com velocidade fixa, demonstrando grande similaridade entre os extremos de pressão. Mesmo que o modelo não tenha sido capaz de reproduzir a oscilação de pressões, o resultado foi adequado à aplicação desejada, já que para garantir a segurança das estruturas o maior interesse é nos extremos de pressão, e não na oscilação.

Olivares (2012) analisou a influência do intervalo de tempo de cálculo no erro entre as pressões, tomando como erro nulo a simulação feita com um intervalo de tempo muito reduzido (0,0005 s) para tubos curtos (comprimentos da ordem de 70 m). Assim, concluiu que o erro aumenta a medida que o intervalo de tempo aumenta, tendo sido calculado um erro de até 0,5% para um intervalo de tempo entre 0,0005 s e 0,003 s e erros de até 3,0% para intervalos de tempo da ordem de 0,005 s.

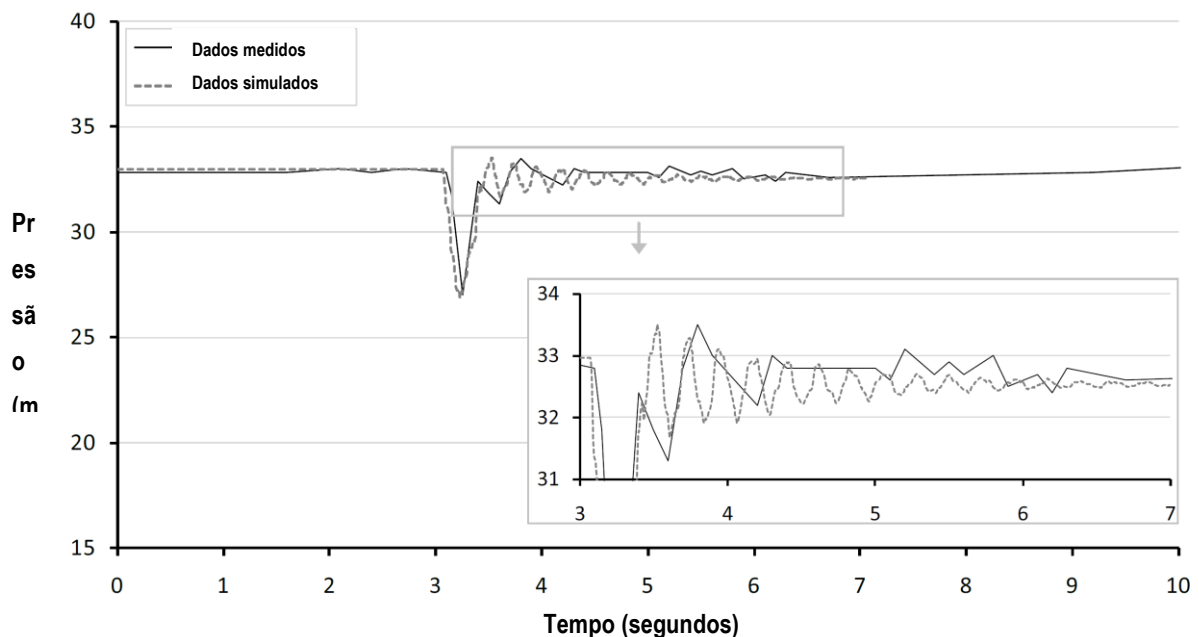


Figura 3.13. Comparação entre dados medidos e simulados de pressão na tubulação de recalque na partida da bomba de velocidade fixa.

Adaptado de: Olivares, 2012, p. 130.

3.3 Condições de Operação dos Sistemas

Sistemas de adução de água podem ser concebidos como sistemas de recalque ou sistemas por gravidade. O cálculo de golpe de aríete deve ser efetuado para condições normais e excepcionais de operação, sendo que (ABNT, 1991):

- São condições normais de operação nas adutoras de recalque: funcionamento adequado dos dispositivos de proteção contra os transientes hidráulicos; interrupção súbita do bombeamento; partida do bombeamento; manobras de abertura e fechamento de válvulas de controle e de seccionamento em adutoras, e; ocorrência simultânea de interrupção súbita do bombeamento em diversas estações elevatórias em um complexo sistema de adução.
- São condições excepcionais de operação nas adutoras de recalque: falha em qualquer um dos dispositivos de proteção contra os transientes hidráulicos; manobras inadequadas de válvulas diversas; ruptura da adutora na seção de máxima pressão em regime permanente, e; fechamento retardado de uma das válvulas de retenção na descarga das bombas até o instante de máxima velocidade reversa, após a interrupção do bombeamento.

Em sistemas de adutoras por gravidade, o cálculo do golpe de aríete deve ser feito também considerando condições normais e excepcionais de operação, sendo que, diferente das apresentadas para adutoras de recalque, não será considerado problemas decorrentes da falta de energia (ABNT, 1991), pois não há conjuntos motor-bomba nestes sistemas.

Após a análise do golpe de aríete, as pressões máximas encontradas deverão ser iguais ou inferiores às pressões admissíveis consideradas para o sistema hidráulico, sendo este composto de tubulações, conexões, válvulas, acessórios, entre outros. Dessa forma, a NBR 12215 (ABNT, 1991) descreve que para condições normais de operação, a pressão admissível é definida pela classe de pressão de trabalho dos componentes do sistema hidráulico, sendo que para tubulações metálicas de parede fina, a pressão admissível deverá ser calculada em função do diâmetro, espessura e tensão admissível, sendo esta a tensão de escoamento do material dividida por um coeficiente de segurança igual a 2.

Para os demais casos, a pressão admissível será a pressão do teste hidrostático dividida por um coeficiente de segurança 2,5. Em condições excepcionais, a pressão admissível deverá ser aquela calculada para a condição normal dividida por um coeficiente de segurança 1,5.

As pressões mínimas devido aos transientes hidráulicos deverão ser maiores que a pressão subatmosférica admissível, a qual é dada pela pressão absoluta de vapor d'água à temperatura ambiente diminuída da pressão atmosférica local. Para as tubulações flexíveis, a

pressão subatmosférica mínima admissível deverá ser definida pela pressão de colapso do tubo, caso esta seja superior à pressão absoluta de vapor d'água à temperatura ambiente diminuída da pressão atmosférica local (condição na qual ocorrerá a separação da coluna líquida).

Tomaz (2010) salienta que é prudente que se faça uma verificação da tubulação para ver até onde ela resiste caso falhem os dispositivos de proteção do golpe de aríete.

3.4 Condutos – Características dos Materiais e Aplicação

A escolha do material para uma dada tubulação depende de diversas variáveis que compõem, basicamente, critérios técnicos e econômicos.

Como critérios técnicos, podem ser citados: características do fluido (não pode haver danos à tubulação devido a reações físicas ou químicas com o fluido aduzido), disponibilidade do material no diâmetro necessário (assim como conexões compatíveis com o resto do sistema hidráulico) e condições de serviço, onde devem ser analisadas as pressões a que a tubulação estará sujeita (inclusive os picos de pressão devido aos transientes hidráulicos) e a resistência física do tubo às solicitações externas (cargas de solo, cargas móveis, etc.).

Neste trabalho, é dada especial atenção à condição de serviço, onde é analisado se o tubo possui a resistência necessária às pressões ocorridas em regime transiente. Dentro disso, destaca-se que a maioria dos materiais disponíveis no mercado possui especificações de pressões máximas para regime permanente e para regime transiente, com diferentes coeficientes de segurança, para uma mesma classe de pressão, e, assim, essas informações deverão ser consultadas com fornecedores conforme necessidades específicas.

Como critérios econômicos, devem ser analisados: os custos de aquisição dos tubos e conexões, os custos de instalação do material, os custos de manutenção e os custos de transporte.

Nos itens a seguir são apresentados os materiais que serão estudados, assim como as suas peculiaridades de aplicação e características a serem consideradas. As pressões admissíveis pelos materiais PRFV, PVC, Ferro Fundido e PEAD foram obtidas com base em catálogos de fabricantes e estão apresentadas no Anexo III.

3.4.1 Aço

Os tubos de aço, assim como os de ferro fundido, são recomendados quando há esforços externos elevados, como, por exemplo, em travessias onde é necessário um grande

vão para a tubulação. Ainda, as tubulações em aço se mostram economicamente competitivas para grandes diâmetros e pressões elevadas.

Uma grande vantagem observada é a versatilidade dos tubos em aço devido a sua facilidade de fabricação em configurações especiais. Segundo Bevilacqua (2006), os tubos disponíveis no mercado brasileiro são ponta e bolsa, contendo junta elástica ou soldados, rebitados, sem costura e corrugados. Eles podem ser fabricados praticamente em qualquer diâmetro a partir de 150 mm, mas, sua aplicação se torna mais vantajosa para diâmetros superiores a 800 mm.

A respeito das juntas nas tubulações em aço, Bevilacqua (2006) apresenta que:

- Juntas elásticas são utilizadas para tubulações com diâmetros entre 150 mm e 600 mm. Essas juntas permitem deflexões máximas de 4,5°, facilitando a sua montagem. Além disso, é dispensado o uso de areia na execução da envoltória para o seu assentamento;
- Juntas soldadas possuem grande resistência mecânica, estanqueidade perfeita e facilidade de aplicação de revestimentos. No entanto, a utilização dessa junta necessita testes não-destrutivos que comprovem a sua eficiência, como radiografia, por exemplo;
- Juntas flangeadas são utilizadas quando é necessário proporcionar facilidade de montagem e desmontagem da tubulação e, portanto, são muito utilizadas em estações elevatórias ou quando existem dispositivos auxiliares que demandam as mesmas facilidades de montagem e desmontagem. Os flanges são soldados às tubulações e o seu uso dispensa blocos de ancoragem.

Essas juntas são utilizadas também em tubos de ferro fundido, PRFV e PVC, dependendo da aplicação. Assim, além da verificação das resistências dos condutos frente às pressões identificadas, é muito importante verificar também as tensões admissíveis pelas juntas, sendo comum que as juntas sejam o elemento de menor resistência em uma adutora, principalmente em tubulações em ferro fundido.

As conexões e peças especiais em aço podem ser feitas sob encomenda ou no próprio canteiro de obras, devido à versatilidade do aço. No caso das tubulações com ponta e bolsa, existem disponíveis no mercado conexões para diâmetros entre 150 mm e 600 mm para as classes de pressão PN-10, PN-16 e PN-25. Como os tubos de aço possuem pouca resistência à corrosão, são necessários revestimentos especiais interna e externamente. Como exemplos de revestimentos, têm-se diversos esmaltes a base de epóxi, argamassa de cimento e proteção

catódica, a qual possibilita uma proteção eletroquímica da superfície da tubulação (BEVILACQUA, 2006).

No Brasil, existem diversas empresas que produzem tubos em aço carbono em configurações diversas, com diâmetros que variam de 12” (323 mm) a 144” (3.600 mm), em espessuras que variam entre 4,75 mm e 32 mm. Em função do diâmetro e da espessura, os tubos poderão ser fornecidos com comprimentos máximos que variam de 3 m a 12 m, formados por sistema de presa, prensa calandra ou helicoidal.

Estas informações resumem os fornecimentos usuais que ocorrem no Brasil. Contudo, devido à versatilidade já descrita do material, os tubos de aço podem ser feitos em diâmetros inferiores a 12” e superiores a 144” em espessuras diversas, conforme necessidade técnica.

Para o dimensionamento da espessura dos tubos, deverão ser assumidos diversos critérios e parâmetros, dependendo da aplicação desejada. Neste trabalho, os tubos foram considerados enterrados, sem cargas móveis sobre eles e soldados. Assim, para o cálculo da espessura da chapa de aço, foram considerados os critérios e fórmulas descritos por Souza, Santos e Bortoni (2009), os quais são apresentados a seguir.

Basicamente, a espessura da chapa de aço é calculada em função do diâmetro interno do tubo (Di), da tensão admissível do aço (σ_{adm}), da máxima pressão transiente (Pi) e de um coeficiente de eficiência de solda (k_f).

Considerando-se que será usado aço ASTM A-36, tem-se que a tensão de escoamento é 250 MPa e, assim, a tensão admissível de tração do material é obtida através da Equação (83).

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{esc}}{\gamma_s} = \frac{250 \text{ MPa}}{2,0} = 125 \text{ MPa} (1275 \text{ kgf/cm}^2) \quad (83)$$

Sendo γ_s um coeficiente de segurança tomada igual a 2,0 em acordo com a norma NBR 12215 (ABNT, 1991), conforme item 3.3 deste trabalho.

Considerando-se que os tubos serão radiografados e que não haverá alívio de tensões, tem-se que a solda possui eficiência de 90% e, assim, $k_f = 0,9$.

A espessura (e) do tubo pode ser, calculada, dessa forma, através da Equação (84).

$$e = \frac{Pi \times Di}{2 \times \sigma_{adm} \times k_f} + es \quad (84)$$

Sendo e a espessura do tubo (mm), es uma espessura suplementar necessária devido aos processos de corrosão considerada igual à 1,5 mm, Pi a pressão máxima de trabalho (MPa), Di o diâmetro interno do tubo (mm) e σ_{adm} a tensão admissível (mm)

A espessura calculada deverá ser igual ou superior à espessura mínima calculada através da Equação (85).

$$e_{min} = \frac{Di + 500}{400} \geq 6,35 \text{ mm} \quad (85)$$

Sendo e_{min} a espessura mínima (mm) e Di o diâmetro interno do tubo (mm).

Em relação à pressão de colapso, a partir do uso de anéis de reforço externos à tubulação, é possível que as tubulações em aço resistam a pressões negativas de qualquer grandeza, inclusive ao vácuo absoluto. Schreiber (1977) afirma que se a espessura da chapa é maior que 0,6% do diâmetro interno da tubulação, a sua rigidez será suficiente para a sustentação do vácuo interno. Se esta espessura for inferior a isso, o autor comenta que serão necessários anéis de reforço.

Simplificadamente, apresenta-se a Equação (86) (SOUZA; SANTOS; BORTONI, 2009) para o cálculo da pressão de colapso de uma tubulação em aço, decorrente de uma depressão interna gerada por um transiente hidráulico.

$$Pc = 882500 \times \left(\frac{e}{Di}\right)^3 \quad (86)$$

Sendo Pc a pressão de colapso (kgf/cm²). Sabendo-se que o vácuo absoluto é aproximadamente -10 mca , se a pressão de colapso for superior a $1,0 \text{ kgf/cm}^2$ e se ela não estiver sujeita a pressões externas, a tubulação estará segura quanto ao colapso, conforme Souza, Santos e Bortoni (2009). No entanto, esta deverá ser protegida de forma a que não haja a ruptura da coluna d'água, ou seja, a pressão negativa deverá ser superior a aproximadamente $-8,0 \text{ mca}$.

Salienta-se que estas equações apenas estimam a resistência ao colapso da tubulação considerando-se os esforços devidos ao transiente hidráulico e não consideram as cargas externas permanentes e acidentais a que a tubulação poderá estar sujeita.

3.4.2 PVC (Cloro de Polivinila)

Os tubos de PVC possuem diversas aplicações devido a sua grande resistência química e facilidade de instalação. Como os tubos são leves, mesmo com grandes comprimentos, o transporte e a montagem dos tubos é fácil.

No entanto, os tubos de PVC exigem um cuidado especial no seu armazenamento, evitando-se a incidência de raios solares. Ainda, por mais que os tubos apresentem grande resistência química, eles podem ser danificados quando em contato com cetonas e outros solventes (BEVILACQUA, 2006).

Os tipos de tubos de PVC mais utilizados em infraestrutura de adução e distribuição de água são:

- PBA (Ponta, Bolsa e Anel de borracha) – utilizado em pequenos diâmetros (entre 50 mm e 100 mm, normalmente) com classes de pressão entre 60 mca e 100 mca, ou;
- DEFoFo (Diâmetro Equivalente a Ferro Fundido) – compatível com conexões de ferro fundido. Normalmente utilizados para diâmetros intermediários, entre 100 mm e 500 mm.

Tanto os tubos PBA como os DEFoFo podem ter juntas nas seguintes variações:

- JEI (Junta Elástica Integrada) – nessa junta existe um anel de borracha não removível manualmente que garante a estanqueidade da junta, já que a mesma é instalada na junta ainda na fábrica;
- JE (Junta Elástica) – há um anel de borracha na junta;
- Junta Soldável – é utilizado um adesivo para a solda.

No Brasil existem diversas empresas que produzem tubos em PVC em configurações diversas. Como exemplo, cita-se a empresa Tigre, com as linhas de infraestrutura de saneamento DEFoFo MPVC (com diâmetros entre 100 mm e 500 mm) e PBA (com diâmetros entre 50 mm e 100 mm) e com as linhas de irrigação com sistema fixos Irriga LF (com diâmetros entre 50 mm e 150 mm) e irriga LF DEFoFo (com diâmetros entre 100 mm e 500 mm), e; a empresa Amanco, com as linhas de infraestrutura Ductilfort (com diâmetros

entre 100 mm e 500 mm), Biax (com diâmetros entre 100 mm e 300 mm) e PBA Fort (com diâmetros entre 50 mm e 100 mm).

No Anexo III, o Quadro 12.1 apresenta uma relação de diâmetros e espessuras comerciais dos tubos em PVC da Tigre. Os tubos com classe de pressão PN 60, 80 e 125 (equivalem, respectivamente, a 60 mca, 80 mca e 125 mca) são da linha da Linha Irriga LF DEFoFo, enquanto que os tubos com classe de pressão 1,0 MPa (equivalente a 100 mca) são da linha DE FoFo MPVC, ambos com sistema de juntas elásticas integradas (JEI) e diâmetro interno equivalente aos de ferro fundido.

As tubulações em PVC não permitem a ocorrência de pressões negativas, mesmo de pequena duração. Dessa forma, a proteção das redes em PVC deverá possibilitar que não haja pressões inferiores a zero.

A modelagem matemática tradicional de transientes hidráulicos a partir da teoria da Coluna Elástica supõe um comportamento mecânico elástico linear das paredes do conduto. No entanto, diversos autores (FERREIRA; BARBOSA; CASTRO, 2016; FERRÀS et al., 2016) afirmam que este modelo não reproduz corretamente o comportamento de condutos plásticos, os quais apresentam comportamento viscoelástico.

Em função disso, Ferreira, Barbosa e Castro (2016) incorporaram a um modelo de simulação de transientes hidráulicos a deformação lenta das paredes do conduto, viscoelástica, e executaram simulações de sistemas protegidos e desprotegidos, com o objetivo de definir os limites de aplicação da teoria da coluna elástica para condutos plásticos. Concluíram, assim, que a inserção do modelo viscoelástico para a deformação das paredes dos condutos plásticos permite representar, em cenários de falha do bombeamento, a atenuação e a dispersão das ondas de pressão observadas experimentalmente. No entanto, para as condições de escoamento analisadas, as diferenças entre os modelos elástico e viscoelástico não foram significativas, nem em termos de oscilação de pressão nem para o dimensionamento dos dispositivos de proteção, já que o efeito de um maior amortecimento das ondas de pressão não são notados nos primeiros picos de pressão, que são justamente as pressões extremas consideradas para o dimensionamento dos dispositivos de proteção.

Assim, nessa dissertação, utilizou-se um modelo com deformação elástica para as paredes dos condutos plásticos, compreendendo-se que tal modelo é capaz de produzir resultados adequados aos objetivos do estudo.

3.4.3 PRFV (Poliéster Reforçado com Fibras de Vidro)

Os tubos em PRFV são muito similares aos tubos em PVC quanto às aplicações e características hidráulicas, já que ambos possuem pequena rugosidade absoluta. Apresentam vantagens como a impossibilidade de se estabelecerem processos de corrosão de qualquer tipo, serem muito leves e muito duráveis, e serem intercambiáveis com ferro fundido.

Esses tubos possuem estrutura monolítica e são apresentados usualmente em dois tipos de juntas: junta elástica com ponta e bolsa e anel de borracha, e; junta rígida com união flangeada e ponta lisa, para soldagem de topo.

São encontrados no mercado, facilmente, tubos com classes de pressão de 20 mca a 100 mca. No Anexo III, o Quadro 12.2 apresenta as espessuras de parede para tubos TG Laminados em PRFV da empresa Fiberglass.

Quanto às pressões admitidas pelos tubos em PRFV em regime transiente, Bonadie (2005) cita o Guia do Produto da empresa AMITECH (2004) que descreve que os tubos em PRFV admitem um acréscimo de 40% sobre a pressão nominal do tubo no caso de pressões transientes.

3.4.4 Ferro Fundido

Os tubos em ferro fundido são facilmente encontrados em diâmetros de 80 mm a 2.000 mm, com juntas elásticas, travadas (interna e externamente) ou flangeadas. Estes tubos apresentam uma grande vantagem quanto à resistência mecânica, permitindo uma grande versatilidade de utilização.

Bevilacqua (2006) ressalta a grande resistência desses tubos em relação à pressão, devido ao alto coeficiente de segurança do ferro fundido dúctil e o desempenho das juntas em elastômero.

Dessa forma, em função do diâmetro, tipo de junta e classe de pressão, as pressões admissíveis em regime transiente podem estabelecidas. Essas pressões estão apresentadas no Quadro 12.3, no Anexo III. Contudo, como normalmente há peças flangeadas no sistema de recalque, deverão ser respeitadas as pressões de serviço admissíveis dos flanges, conforme Quadro 12.4, neste mesmo anexo.

3.4.5 PEAD (Polietileno de Alta Densidade)

Os tubos em PEAD da empresa FGS Brasil estão disponíveis em diâmetros que vão de 20 mm a 1.600 mm e são comumente fornecidos em barras de 6 ou 12 m, em bobinas de 50 ou 100 m ou em carretéis de 2.000 m.

Em função disso, esses tubos apresentam grandes vantagens no que se refere à facilidade de manuseio e instalação, além de ter alta resistência química e a impactos. Hidraulicamente, eles são bastante lisos.

As juntas podem ser feitas por eletrofusão, termofusão ou compressão, o que demanda uma mão de obra um pouco mais especializada do que para os demais materiais. O Quadro 12.5, no Anexo III, apresenta as espessuras das paredes dos tubos em função do diâmetro e para diferentes classes de pressão considerando-se tubos PE 80 da FGS Brasil.

Para a análise de transientes, conforme BRASTUBO (2016), os tubos devem ser considerados como de parede espessa, sendo a celeridade calculada através da Equação (18) e da Equação (87), apresentada adiante, no item 3.4.6.

Ainda, BRASTUBO (2016) cita que, como a celeridade das tubulações em PEAD é muito menor que para outros materiais, as variações de pressão provocadas por transientes são também menores, sendo que, durante a ação de transientes, poderão ser aceitas sobrepressões até 50% superiores às pressões de serviço das tubulações.

O Quadro 12.6, apresentado no Anexo III, mostra a pressão de colapso (P_{ko}) para cargas de curta duração, em função da classe de pressão do tubo. Para o cálculo da pressão de colapso resultante no tubo, além da pressão negativa interna mínima deverão ser consideradas as ações móveis e permanentes que solicitam o conduto, decorrentes de veículos, aterros, etc.

Para tubulações com classe de pressão PN 3,2 a PN 4, quando houver possibilidade de ocorrer subpressão, deverão ser previstos dispositivos de proteção. As tubulações em PEAD com classe de pressão PN5 ou superior suportam inclusive o vácuo absoluto para solicitações de curta duração (3 minutos), conforme BRASTUBO (2016).

Similar aos tubos em PVC, as paredes dos condutos em PEAD não se deformam conforme o modelo elástico linear, tradicionalmente adotado em programas que simulam transientes hidráulicos. Ferràs et al. (2016) realizaram experimentos com tubulações de polietileno e verificaram que, como esse material apresenta um comportamento viscoelástico caracterizado por uma resposta elástica instantânea seguida por uma resposta atrasada (devido ao comportamento viscoso), o amortecimento das ondas de pressão foi superior aquele observado em outros condutos utilizados no mesmo experimento, com comportamento claramente elástico linear. Assim, o uso de tubos de PEAD em modelos de simulação de

transientes que consideram unicamente o comportamento elástico das paredes dos condutos deverá ser feito com ressalvas.

3.4.6 Dados Gerais para os Diferentes Materiais

Com o intuito de reunir todas as informações necessárias aos cálculos de perda de carga e da celeridade dos tubos, apresenta-se aqui o Quadro 3.5, o qual reúne esses elementos.

Quadro 3.5. Dados para o cálculo da celeridade e perda de carga distribuída para os tubos de diferentes materiais.

Material do tubo	Coefficiente de Elasticidade - E (GPa)	Coefficiente de Poisson - ν	Rugosidade Absoluta - ϵ (mm)
Aço	207,0	0,27	0,100
PVC	3,3	0,45	0,020
PRFV	50,0	0,35	0,020
Ferro Fundido	172,0	0,28	0,120
PEAD	0,8	0,46	0,050*

Adaptado de: Chaudhry, 2014; Tomaz, 2010; Azevedo Netto, 2013.

*Conforme BRASTUBO (2016).

Todos os tubos foram considerados enterrados e com restrição ao seu deslocamento longitudinal. Dessa forma, para o cálculo da celeridade, o cálculo do parâmetro adimensional (ψ) foi feito através da Equação (19), a exceção dos tubos em PEAD.

Conforme BRASTUBO (2016), sendo o tubo em PEAD ancorado contra movimento longitudinal, o parâmetro adimensional (ψ) deverá ser calculado através da Equação (87).

$$\psi = \frac{D}{e} \left[\frac{2 \times e}{Di} (1 + \nu) + \frac{Di}{Di + e} (1 + \nu^2) \right] \quad (87)$$

Sendo ν o coeficiente de Poisson, Di o diâmetro interno do tubo e e a espessura da parede do tubo.

4 METODOLOGIA

A metodologia deste trabalho está dividida em duas partes. Na primeira, realizou-se uma série de simulações hidráulicas em regime transiente com o objetivo de conhecer os efeitos dos transientes nas adutoras, considerando-se adutoras de diferentes materiais. Após conhecidas as pressões em regime transiente, novas simulações com os sistemas protegidos permitiram conhecer o efeito desses dispositivos no transiente hidráulico.

Na segunda parte, foram estimados os custos envolvidos na implantação de adutoras e dispositivos de proteção. Ao executar as duas etapas descritas, foi possível analisar os resultados das simulações hidráulicas considerando-se os custos de cada solução adotada para as adutoras de diferentes materiais e para os diferentes dispositivos de implantação. Com isso, foram estabelecidos critérios para os sistemas de bombeamento sob as duas óticas: técnica e econômica.

Assim, este capítulo apresenta a metodologia do trabalho, conforme ilustrado na Figura 4.1.

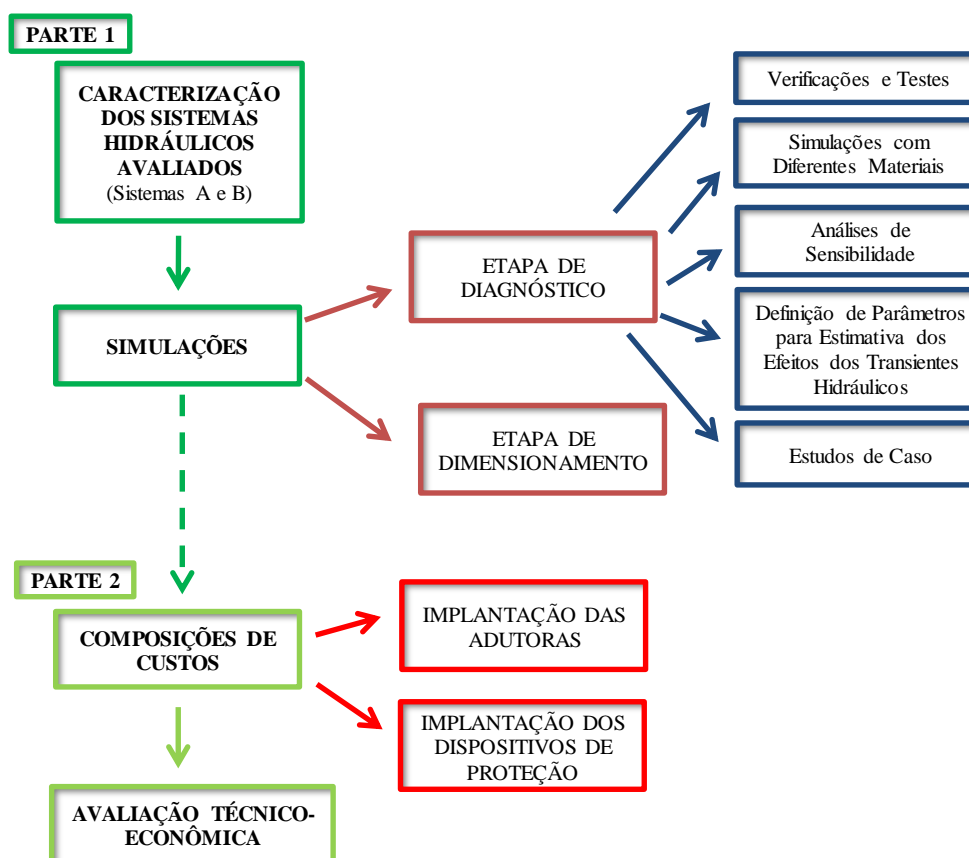


Figura 4.1. Fluxograma das atividades apresentadas na Metodologia

4.1 CARACTERIZAÇÃO DOS SISTEMAS HIDRÁULICOS AVALIADOS

Foram estudados dois sistemas de bombeamento bastante distintos em termos de operação.

O primeiro sistema, denominado Sistema A, foi definido com o objetivo de representar estações de bombeamento com grande capacidade de vazão e desnível geométrico de recalque pequeno, como aquelas encontradas em perímetros irrigados na região norte e nordeste do Brasil. O Perímetro de Irrigação Salitre, implantado pela CODEVASF (Companhia de Desenvolvimento dos Vales do São Francisco e do Parnaíba) em Juazeiro – BA, conta com uma estrutura hidráulica capaz de irrigar 31.305 ha, sendo esta composta por 10 estações elevatórias, aproximadamente 130 km de canais e seis reservatórios.

A estação de bombeamento principal, a EB-100, possui uma vazão de 42 m³/s com seis conjuntos motor-bomba com capacidade unitária de 7 m³/s (CODEVASF, 2009). Como a vazão recalçada pelas estações de bombeamento é muito grande, o uso destas somente se torna economicamente viável se o desnível a ser vencido pelo bombeamento for pequeno (até cerca de 50 m). Do contrário, o gasto com energia seria grande a ponto de inviabilizar a irrigação, pois o custo da água recalçada poderia inclusive superar a arrecadação com a produção agrícola do perímetro irrigado.

O segundo sistema, denominado Sistema B, foi definido de modo a representar as estações comuns ao abastecimento urbano de água, onde são comuns equipamentos de menor capacidade de vazão, mas, com desníveis geométricos de recalque maiores. Como exemplo, citam-se as duas elevatórias previstas para integrar o sistema de distribuição de água de Itapoá/SC (AMBIENTUM, 2015). A primeira estação, EEAT-1, possui uma vazão total de 200 L/s e AMT de 75 mca e a segunda estação, EEAT-2, possui uma vazão de 250 L/s e AMT de 80 mca.

Os sistemas estudados são compostos, basicamente, de uma estação de bombeamento com um conjunto motor-bomba, apenas, e uma tubulação adutora. Esta bomba recalca água a partir de um reservatório (denominado R1) até outro reservatório (denominado R2) através de uma adutora.

Os sistemas hidráulicos estudados, portanto, diferiram-se apenas pela ordem de grandeza de pressões e vazões. Os sistemas e características de operação são:

1. Sistema A: vazão = 1,0 m³/s e desnível geométrico igual a 25 m. Este sistema representa as estações de bombeamento encontradas em perímetros irrigados;
2. Sistema B: Vazão = 0,2 m³/s e desnível geométrico igual a 90 m. Este sistema representa as estações de abastecimento urbano.

A estação de bombeamento e a adutora, que compõem estes sistemas, estão apresentadas nos subitens a seguir.

4.1.1 Estação Elevatória

A estação de bombeamento apresentada aqui foi utilizada para os dois sistemas analisados (A e B) com diferença apenas no tamanho dos equipamentos (tamanho do conjunto motor-bomba e diâmetro das tubulações e peças auxiliares). As tubulações internas à estação de bombeamento foram consideradas em ferro fundido para todas as simulações, já que não se desejou analisar o impacto dos transientes hidráulicos no bombeamento, e sim na adutora.

Os dois sistemas hidráulicos propostos foram simulados em regime transiente com o uso do software Allievi, apresentado no item 3.2.4. As características definidas para os sistemas são as seguintes:

- Bomba centrífuga em “poço seco”;
- Elevação do eixo da bomba: 0,0 m;
- 1 conjunto motor-bomba por adutora, sem barrilete;
- Motor dotado de *soft-starter*;
- Elevação do nível de água (NA) na sucção (reservatório R1): 5,0 m (caracterizando que a bomba está afogada);
- Comprimento da tubulação de sucção: 10,0 m;
- Singularidades na tubulação de sucção: uma curva de 90°, uma válvula borboleta, uma redução excêntrica;
- Desnível geométrico entre NA no R1 e no R2:
 - 25,0 m para o Sistema A, e;
 - 90,0 m para o sistema B;
- Comprimento da tubulação de recalque: 1.000 m;
- Singularidades da tubulação de recalque: uma ampliação concêntrica, uma válvula de retenção e uma válvula borboleta.

Em relação às peças ao longo da adutora, sabe-se que o uso de um TAU ou de um RHO resulta no acréscimo de um tê às peças que geram perdas de carga localizadas e o uso de uma chaminé de equilíbrio resulta no acréscimo de duas singularidades que geram perdas de carga (entrada e saída de um reservatório). Contudo, não foram consideradas tais perdas singulares, julgando-se que o seu impacto no sistema, para os fins aqui almejados, seria mínimo, resultando numa diferença entre as alturas manométricas totais de ordem de 10 cm.

Também não foram consideradas curvas verticais ao longo da adutora, considerando-se que o seu perfil linear não necessita tais peças.

A Figura 4.2 apresenta de forma esquemática a estação de bombeamento considerada para o presente trabalho.

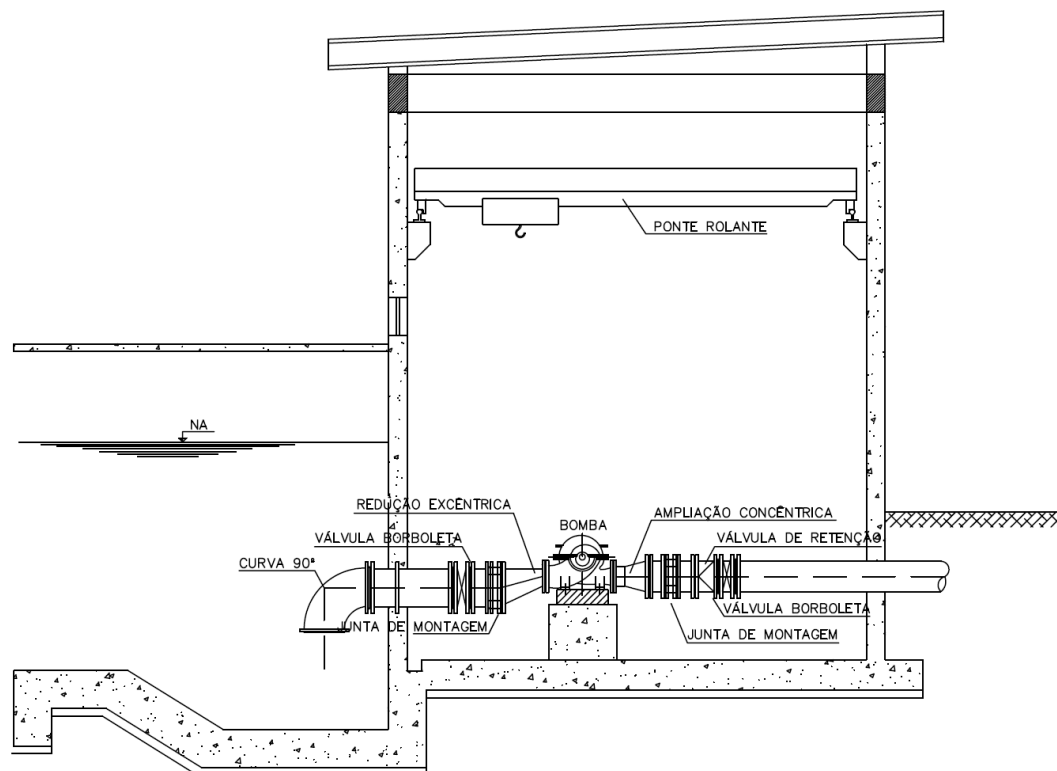


Figura 4.2. Esquema da estação de bombeamento considerada.

Fonte: autor.

A estação de bombeamento, dentro do software Allievi, é uma condição de contorno única, localizada entre dois nós. As informações fornecidas são:

- ✚ cota do eixo da bomba;
- ✚ Número de bombas em paralelo na estação, conectadas por um barrilete;
- ✚ curvas da bomba (se por pontos, onde são informadas as curvas de performance das bomba, ou se universais, conforme apresentado no item 3.2.2.5);
- ✚ presença de válvulas de regulação (borboleta, globo, comporta, etc.), de retenção ou de by-pass. Nesse trabalho, todas as perdas de carga devido às singularidades internas à estação de bombeamento foram consideradas a partir

do ke da válvula de retenção, inserido com a unidade $m/(m^3/s)^2$ e calculado conforme equação (22);

- ✚ rotação;
- ✚ momento de inércia, com o objetivo de generalizar os resultados obtidos, o momento de inércia do conjunto motor-bomba foi calculado a partir da equação (79), apresentada em 3.2.2.5;
- ✚ características de parada e arranque.

Os dados utilizados para os conjuntos motor-bomba foram retirados do catálogo das bombas RDL da empresa KSB em virtude de esta fonte apresentar claramente todos os dados necessários para as simulações e de o mesmo tipo de bomba abranger os dois sistemas estudados. As curvas das bombas utilizadas estão apresentadas no Anexo IV.

A Figura 4.3 apresenta esquematicamente o perfil das adutoras para os Sistemas A e B. Estes perfis foram considerados para as simulações diagnósticas com adutoras de diferentes materiais, conforme apresentado no item 4.2.

Neste trabalho as adutoras foram consideradas de parede fina, com deformação elástica e ancoradas com restrição ao deslocamento longitudinal em todo o seu comprimento. Esta consideração foi necessária para a definição das equações utilizadas para o cálculo da celeridade. Assim, para o cálculo da celeridade nos tubos de aço, PVC, PRFV e Ferro Fundido, foram utilizadas as Equações (18) e (19), e para os tubos em PEAD foram utilizadas as equações (18) e (87).

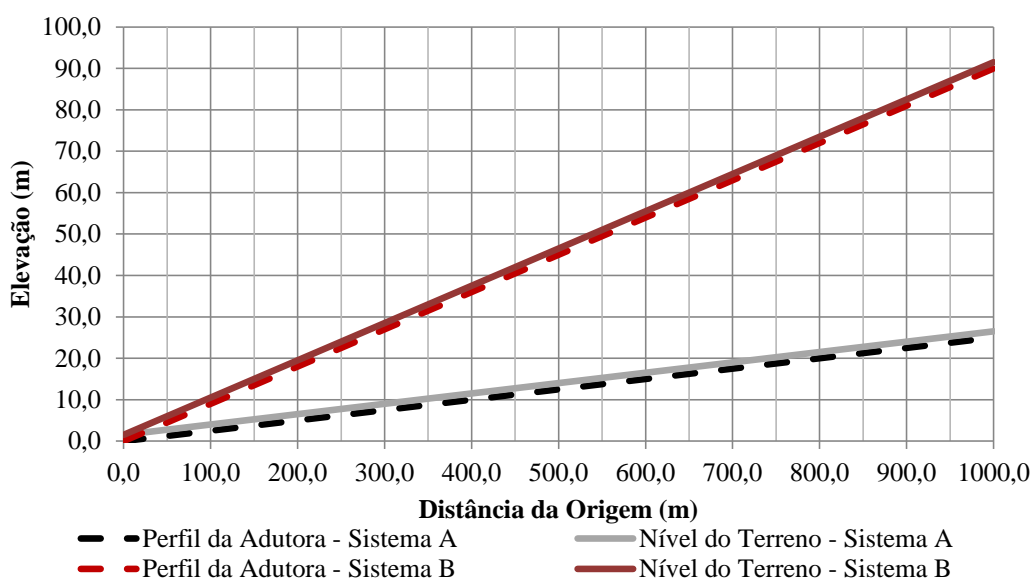


Figura 4.3. Esquema das adutoras para os Sistemas A e B a partir da estação de bombeamento.
Fonte: autor.

4.1.2 Materiais e Diâmetros Considerados

Os materiais para as adutoras tanto do Sistema A como do Sistema B foram definidos a partir da disponibilidade de diâmetros comerciais. Esses diâmetros foram escolhidos de modo que a velocidade de escoamento em regime permanente fosse da ordem de 1,5 m/s, considerando-se o diâmetro interno encontrado para cada material, sendo esta uma velocidade usual em projetos para este tipo de instalação.

Instalações de recalque com diâmetros grandes, similares ao Sistema A, apresentam em muitos casos velocidades maiores que 1,5 m/s pela economia em fornecimento e assentamentos dos tubos. Por outro lado, sistemas de recalque para abastecimento urbano de água apresentam, em muitos casos, velocidades menores que 1,5 m/s pela economia no consumo de energia. Assim, considerou-se que 1,5 m/s é uma velocidade média, adequada ao estado e adaptável a ambos os casos.

Os materiais estudados foram aço, PVC, PRFV, ferro fundido e PEAD e a mudança de material influenciou nas seguintes características das adutoras: diâmetro interno do tubo, espessura da parede do tubo, pressões admissíveis, coeficiente de elasticidade, coeficiente de Poisson e rugosidade absoluta. Essas diferenças nas características influenciaram o sistema de um modo geral, em termos de velocidades, perda de carga, celeridade e, assim, o transiente como um todo.

O perfil considerado para a adutora foi linear ascendente, com uma mesma declividade desde a estação elevatória até o reservatório R2.

4.2 SIMULAÇÕES

A NBR 12215 (ABNT, 1991) descreve expressamente que a análise do golpe de aríete deverá ser feita em 3 casos, quais sejam:

- Projeto de novas adutoras;
- Instalações existentes onde ocorram ampliações com alteração das pressões ou vazões de regime em qualquer seção da adutora, e;
- Instalações existentes quando se alteram as condições de operação.

A análise dos transientes hidráulicos poderá ser realizada em duas etapas, sendo uma etapa de diagnóstico, onde se faz uma simulação com o sistema desprovido de dispositivos de proteção, e uma etapa de dimensionamento, onde são feitas simulações com dispositivos que resultem pressões suportadas pelo sistema (ABNT, 1991).

A Figura 4.4 busca ilustrar todas as simulações realizadas nesse trabalho. Foi realizado um total de 75 simulações, sendo:

- 53 simulações na etapa de diagnóstico, onde foram feitas verificações no programa Allievi, o estudo do efeito do material da adutora nos transientes hidráulicos e análises de sensibilidade do modelo, e;
- 22 simulações na etapa de dimensionamento, onde os sistemas estudados foram protegidos contra os efeitos dos transientes hidráulicos.

Para todas as simulações, identificaram-se as cargas piezométricas máximas e mínimas nas seguintes posições da adutora: início da adutora ($x = L \times 0\%$), a 10% do comprimento da adutora ($x = L \times 10\%$), a um quarto do comprimento da adutora ($x = L \times 25\%$), à metade do trecho ($x = L \times 50\%$) e a três quartos do comprimento da adutora ($x = L \times 75\%$). A pressão ao final da adutora foi considerada constante e igual à pressão hidrostática do reservatório de jusante, pois a condição de contorno utilizada é a de um reservatório de nível constante (reservatório de grandes dimensões).

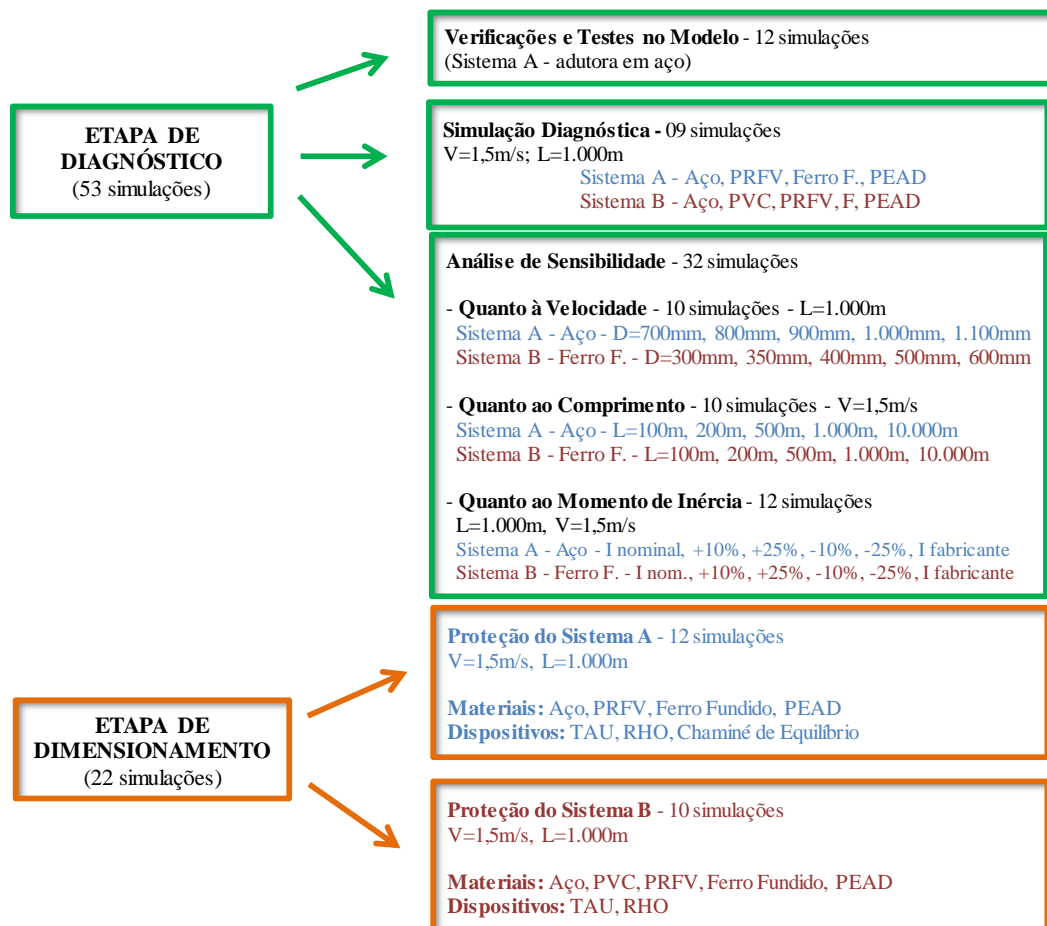


Figura 4.4. Diagrama com as Simulações executadas e suas características

4.2.1 Simulações sem Dispositivos de Proteção (Etapa de Diagnóstico)

Inicialmente, foram realizados testes no programa Allievi com o objetivo de definir os valores utilizados para os parâmetros nas configurações gerais do programa e para verificar a sua estabilidade numérica. Para tanto, foram realizadas 12 simulações com diferentes valores de intervalo de tempo de simulação, constante de gravação dos resultados e coeficiente de estabilidade de Courant (tratado no item 3.2.3). Com base nos resultados das simulações, esses parâmetros foram definidos de modo a garantir a convergência dos valores calculados de pressão para a seção da tubulação junto à elevatória, sem que o esforço computacional fosse excessivo. Para todas essas simulações de teste, foram utilizadas as características do Sistema A, com adutora em aço.

Com o objetivo de diagnosticar as pressões máximas e mínimas na adutora, foram simulados os transientes decorrentes da interrupção súbita da operação. No entanto, para a execução desta atividade, foi necessário definir a espessura das paredes do conduto, que depende das pressões máximas do sistema, e outras características próprias de cada material, como o Módulo de Elasticidade do Material e o Coeficiente de Poisson.

Para definir a classe de pressão de um conduto com base nas pressões identificadas em regime permanente, foi necessário aplicar uma sobrepressão para considerar os transientes hidráulicos. Como na bibliografia consultada, especializada em transientes hidráulicos em sistemas de recalque, não se identificou uma regra prática ou percentual a ser considerado para a primeira estimativa da sobrepressão, adotou-se como referência a bibliografia especializada em centrais hidrelétricas, onde Eletrobrás (2000) cita que é aceita uma sobrepressão de 35% sobre a pressão em regime permanente para sistemas desprotegidos. Aplicou-se, assim, uma sobrepressão de 35% sobre a AMT calculada para cada simulação para definir a classe de pressão das tubulações, permitindo-se definir a espessura das paredes dos tubos e o seu diâmetro interno.

Para as tubulações em aço, foi calculada a espessura da chapa de aço considerando-se apenas a tensão decorrente da pressão máxima através da Equação (84), mostrada no item 3.4. Para as demais tubulações, foram consideradas as classes de pressão informadas pelos fabricantes e apresentadas no Anexo III, em função do material e da altura manométrica total calculada.

Nas simulações diagnósticas, foi utilizado o diâmetro interno das tubulações para calcular a velocidade de escoamento em regime permanente, escolhendo-se o diâmetro comercial que resultasse uma velocidade de escoamento mais próxima a 1,5 m/s. Essas simulações foram feitas para uma linha de recalque com 1.000 m de comprimento.

A envoltória de extremos para todas as combinações de materiais e sistemas estudados, onde são apresentadas as cargas piezométricas máximas e mínimas para cada seção da adutora, foi apresentada em forma percentual, sendo o eixo das abscissas o percentual do comprimento total da adutora e o eixo das ordenadas a diferença percentual entre carga piezométrica extrema e em regime permanente. Essa diferença foi calculada dividindo-se a diferença entre a carga extrema e a carga piezométrica em regime permanente pela carga piezométrica em regime permanente. Esse procedimento foi adotado com o objetivo de levar os resultados dos Sistemas A e B, que possuem pressões com ordens de grandeza distintas, para uma mesma base para análise.

As figuras com as envoltórias de extremos, apresentadas nos resultados desta dissertação, foram criadas externamente ao programa Allievi e não são saídas diretas deste programa. Dessa forma, os resultados apresentados nos gráficos de envoltória de extremos foram ajustados com polilinhas com base nos valores obtidos a partir das simulações para 0%, 10%, 25%, 50%, 75% e 100% do comprimento total.

Para a aplicação do software Allievi são necessárias configurações gerais, onde devem ser definidos o intervalo de tempo de simulação, o tempo máximo de simulação, a constante de gravação dos resultados, o número máximo de iterações e o coeficiente de estabilidade de Courant (tratado no item 3.2.3). Dessa forma, foram realizadas simulações de verificação do programa Allievi e para definir as configurações adequadas a este trabalho.

Na etapa de diagnóstico, com adutoras com diferentes materiais, foram realizadas quatro simulações para o Sistema A e cinco simulações para o Sistema B, pois o material PVC não apresenta comercialmente diâmetros adequados à vazão do Sistema A e, portanto, não foi utilizado. A sequência de atividades realizadas para cada uma das simulações foi:

- Definiu-se o diâmetro da tubulação de recalque de forma a que a velocidade média fosse da ordem de 1,5 m/s. O diâmetro da tubulação de sucção foi considerado um diâmetro comercial acima do calculado para o recalque, sempre em ferro fundido;
- As perdas de carga (localizadas e distribuídas) foram calculadas para a vazão em regime permanente com o objetivo de definir as variáveis hidráulicas do sistema para o instante anterior à parada brusca do bombeamento;
- Escolheu-se a curva da bomba (a bomba para cada sistema foi sempre a mesma, sendo que apenas o diâmetro do rotor alterado);
- Calculou-se a potência da bomba e do motor;

- Calculou-se o momento de inércia do conjunto motor-bomba;
- Definiu-se a classe de pressão do tubo com base na pressão em regime permanente acrescida de um percentual de 35% de sobrepressão devido ao transiente hidráulico;
- Foi calculada a celeridade;
- Foram feitas simulações no programa Allievi, primeiro em regime permanente e, após, em regime transiente, sendo o evento transitório causado pela parada brusca do bombeamento;
- As cargas piezométricas máximas e mínimas foram analisadas. Foram selecionadas as cargas em seções específicas da adutora para a produção dos gráficos.

4.2.2 Simulações para Análise de Sensibilidade

Após o término das simulações na etapa de diagnóstico, foi feita uma análise de sensibilidade das variáveis: diâmetro da adutora, comprimento da adutora e momento de inércia do conjunto motor-bomba.

A metodologia para a análise de sensibilidade executada se baseou naquela apresentada por Battiston (2005). Nesse trabalho, após a validação de quatro programas de simulação de transientes em usinas hidrelétricas com chaminé de equilíbrio simples a jusante das turbinas, a autora variou diversos parâmetros físicos envolvidos nas simulações, como área da chaminé e do conduto, comprimento do conduto, área do túnel de fuga, perda de carga, vazão, nível de jusante, tempo de fechamento do distribuidor, entre outros, e analisou a influência de cada um desses parâmetros nas oscilações de nível d'água na chaminé de equilíbrio.

Com o objetivo de analisar a influência de possíveis erros de projeto, Battiston (2005) variou os valores de parâmetros físicos em 5% e, com o objetivo de facilitar a visualização dos efeitos da variação dos parâmetros, variou os mesmos parâmetros em 50%, para mais e para menos.

Dessa forma, nesse trabalho foi feita uma análise semelhante variando-se o diâmetro do conduto, o seu comprimento e o momento de inércia do conjunto motor-bomba. Essa variação foi feita para o Sistema A e para o Sistema B considerando um material apenas, para cada sistema, sendo este material aquele que representou um comportamento médio em

relação à magnitude da oscilação de pressões dentre aqueles simulados na etapa de diagnóstico.

A variação no diâmetro da adutora foi feita com o objetivo de identificar o efeito da mudança desse parâmetro, que, normalmente é feita por critérios econômicos e de energia, nos transientes hidráulicos. Essa análise considerou dois diâmetros comerciais acima e dois diâmetros comerciais abaixo daquele calculado conforme critério de velocidade apresentado em 4.1.2, tanto para o sistema A quanto para o B.

A variação do comprimento da adutora foi feita com o objetivo de analisar o comportamento do transiente em sistemas com diferentes ordens de grandeza para este parâmetro. Para tanto, foram feitas simulações considerando-se os mesmos desníveis apresentados em 4.1.1, contudo, para comprimentos de 100 m, 200 m, 500 m, 1.000 m, 10.000 m. A variação do comprimento resultou alterações nas características do sistema, como perda de carga, espessura dos tubos, entre outros, além do perfil da adutora, já que o formato do perfil (ascendente e linear) não foi alterado.

A variação do momento de inércia do conjunto motor-bomba foi feita com o objetivo de analisar as consequências da instalação de um equipamento diferente daquele considerado na etapa de projeto, já que, por mais que seja considerado um equipamento específico durante o projeto da estação de bombeamento, no momento da compra, principalmente por processo de licitação, outro equipamento poderá ser fornecido. Dessa forma, foram feitas cinco simulações para cada um dos sistemas (A e B), considerando-se as características de comprimento e diâmetro da adutora, calculados conforme o item 4.1, e o momento de inércia, calculado pela Equação (79), com variação de $\mp 10\%$ e $\mp 25\%$. Os resultados obtidos foram analisados comparando os momentos de inércia utilizados com o momento de inércia de um conjunto motor-bomba da empresa Andritz⁷, com dupla-sucção e carcaça bi-partida axial.

Salienta-se aqui que o objetivo nesta análise não foi verificar o efeito do aumento do momento de inércia a partir da inserção de um volante de inércia, e sim verificar uma margem de segurança quanto ao parâmetro momento de inércia para a segurança dos sistemas.

4.2.3 Simulações com Dispositivos de Proteção (Etapa de Dimensionamento)

As simulações com os dispositivos de proteção buscaram proteger as adutoras de forma a reduzir os efeitos dos transientes hidráulicos. Dessa forma, a proteção do Sistema A

⁷ Registro agradecimentos ao colega Bruno Branco, funcionário da empresa Andritz Hydro, pelo suporte técnico, indicações e discussões técnicas. As informações detalhadas a respeito dos momentos de inércia dos conjuntos utilizados na análise de sensibilidade estão em anexo, nesse trabalho (Anexo V).

foi feita com RHO, TAU e chaminé de equilíbrio, enquanto que a proteção do Sistema B foi feita apenas com RHO e TAU, já que a chaminé de equilíbrio demandaria dimensões inadequadas ao sistema analisado.

A chaminé de equilíbrio e o RHO foram posicionados a 10 m da estação elevatória, enquanto que o TAU foi posicionado a 750 m da elevatória, pois foram identificadas as pressões negativas de maior magnitude no trecho próximo a esta seção, conforme verificado na Etapa de Diagnóstico, cujos resultados estão apresentados no item 5.2 dos resultados.

Para o pré-dimensionamento dos dispositivos de proteção, foram utilizadas as metodologias apresentadas no item 3.1.2.

Apesar de ter sido estabelecido que nesse trabalho seriam analisados apenas os transientes gerados pela parada brusca do sistema, para o dimensionamento da chaminé de equilíbrio foi necessário analisar também o transiente gerado pela partida do sistema. Considerou-se, portanto, que os motores são dotados de equipamentos *soft-starter* com partida em 20 segundos.

Essa configuração é bastante comum para motores desse porte, pois, sem algum equipamento que controle corrente, como os equipamentos *soft-starter*, inversor de frequência, reostato líquido, etc., o pico de corrente necessário para a partida dos equipamentos tornaria o sistema de suprimento de energia com custo bastante superior ao necessário, caso se considere algum dos equipamentos citados. Os equipamentos mencionados fornecem um aumento no tempo de partida dos motores e, assim, uma duração de 20 segundos para tal operação é um tempo bastante usual.

Assim, na etapa de dimensionamento, o dimensionamento dos dispositivos de proteção constou em possibilitar que a pressão máxima em regime transiente não superasse a pressão admissível (ou máxima pressão de serviço) dos condutos e que as mínimas pressões não resultem no colapso do tubo ou na separação da coluna líquida.

As perdas de carga referentes ao escoamento que passa através ou para o dispositivo de proteção foram calculadas considerando-se os coeficientes apresentados no Quadro 3.1. As perdas de carga localizadas no RHO, na entrada e na saída do dispositivo, foram calculadas com base nos coeficientes de perda de carga referentes aos equipamentos da Charlatté Reservoirs para água bruta, apresentados em anexo neste trabalho (Anexo II). As características dos ramais de entrada desses dispositivos também estão apresentadas em anexo (Anexo VI).

4.2.4 Definição de Parâmetros para a Estimativa dos Transientes Hidráulicos

Após terem sido feitas as simulações na etapa de diagnóstico e as simulações das análises de sensibilidade, os seus resultados foram analisados e relacionados a parâmetros encontrados na bibliografia especializada em estudos de transientes em circuitos de geração de energia hidrelétrica.

Esses parâmetros foram calculados para cada uma das simulações e foram relacionados com as sobrepensões e subpensões em seções específicas das adutoras. Após, tais valores foram plotados em gráficos de dispersão e foram ajustadas curvas a eles (equações empíricas), com o objetivo de estimar a envoltória de extremos em estudos de concepção de sistemas de recalque.

De posse dessas curvas, a sua aplicação foi comparada com estimativas de pressões máximas através do Método de Mendiluce (apresentado no item 3.1.3). As curvas obtidas tiveram o seu erro médio quadrático (RMSE) calculado, com o objetivo de aferir o erro esperado na sua aplicação para a estimativa das envoltórias de cargas piezométricas extremas ao longo de adutoras.

Para a validação dessas equações empíricas e com o objetivo de ilustrar a sua aplicação, foi produzido um capítulo com dois estudos de caso fictícios. O primeiro estudo de caso buscou analisar a aplicabilidade das equações empíricas desenvolvidas para um sistema de bombeamento para um projeto de irrigação, similar ao Sistema A, enquanto que o segundo estudo de caso buscou proporcionar a mesma análise para um sistema de recalque com menor vazão e similar ao Sistema B. Nesses estudos de caso, a validação da metodologia empregada foi feita através de comparação com o resultado de simulações no programa Allievi, onde foram utilizadas as curvas universais para as simulações em transiente a partir dos pontos de operação calculados.

4.3 COMPOSIÇÕES DE CUSTOS E AVALIAÇÃO TÉCNICO-ECONÔMICA

Com a intenção de estabelecer critérios econômicos para a aplicação das soluções tecnicamente viáveis para controle dos efeitos de transientes hidráulicos, foram levantados os custos de implantação das adutoras e dispositivos de proteção. Esses custos foram apresentados na forma de curvas de custos.

4.3.1 Composições de Custos dos Conduitos Instalados

Para o levantamento dos custos de implantação dos conduitos, foram considerados os preços para a aquisição e instalação do material. Foram desconsiderados os custos de

transporte, carga e descarga, em função de os sistemas analisados serem fictícios, não havendo um local específico para o cálculo do custo de transporte. Contudo, destaca-se que os custos de transporte, dependendo do caso, podem ser tão elevados que significam a inexequibilidade econômica da obra com determinado material.

A composição de custos para cada conduto instalado foi feita considerando-se custos de aquisição do tubo, montagem e assentamento. Os preços dos insumos e composições utilizados foram provenientes do Sistema Nacional de Pesquisa de Custos e Índices da Construção Civil (SINAPI) com preço de referência para Salvador – BA, já que este é um estado brasileiro com presença de instalações de bombeamento tanto para perímetros irrigados quanto para abastecimento de água. Havendo a necessidade de se considerar custos de insumos não encontrados no SINAPI, foram solicitadas cotações específicas.

As composições finais de custos foram definidas por metro de tubulação, facilitando as análises pretendidas.

4.3.2 Composições de Custos dos Dispositivos de Proteção

No item 3.1.2 foram apresentados detalhadamente os dispositivos de proteção: TAU, Chaminé de Equilíbrio e RHO. Estes dispositivos tiveram seus custos totais de implantação compostos com os mesmos critérios apresentados para as tubulações no item 4.3.1.

4.3.3 Avaliação Técnico-Econômica

A avaliação técnico-econômica subsidiou a definição de critérios para a escolha de materiais e dispositivos de proteção de condutos forçados de estações de bombeamento nos estudos de concepção.

Esta avaliação utilizou os custos levantados para ponderar a aplicabilidade das soluções simuladas na etapa de diagnóstico e de dimensionamento, com as características definidas no item 4.2.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES A RESPEITO DAS SIMULAÇÕES DIAGNÓSTICAS (SISTEMAS DESPROTEGIDOS)

Neste capítulo, primeiramente são apresentados os testes feitos no programa Allievi com o objetivo de definir quais configurações gerais deveriam ser utilizadas.

Após, são apresentados os resultados das simulações diagnósticas propriamente ditas. Foram simulados os dois sistemas (A e B) desprotegidos, com as adutoras de diferentes materiais e diâmetros que resultassem uma velocidade média aproximada de 1,5 m/s. Adicionalmente, estão apresentados os resultados do estudo da sensibilidade do modelo quanto às variáveis velocidade média em regime permanente, comprimento da adutora e momento de inércia do conjunto motor-bomba.

Ao final, apresenta-se uma análise de todos os resultados obtidos, relacionando-os a parâmetros comuns aos estudos de transientes em circuitos de geração de energia hidrelétrica e com um método simplificado de estimativa de variação de pressão em regime transiente em sistemas de bombeamento.

5.1 VERIFICAÇÕES E TESTES NO MODELO UTILIZADO

Para a aplicação do software Allievi são necessárias configurações gerais, onde devem ser definidos o intervalo de tempo de simulação, o tempo máximo de simulação (duração do evento simulado), a constante de gravação dos resultados, o número máximo de iterações e o coeficiente de estabilidade de Courant (tratado no item 3.2.3). Assim, foram efetuadas 12 simulações de transientes hidráulicos devido à parada brusca do bombeamento para o sistema A, com adutora em aço, variando as configurações do programa de forma a se estabelecerem critérios para a definição destes valores.

Apesar de se dizer que o transiente é decorrente da parada brusca do bombeamento, na realidade a parada da bomba não é instantânea, pois, a partir da parada do fornecimento de energia ao motor do conjunto, existe um tempo até que a bomba pare efetivamente. A partir desse momento, haveria retorno de água da tubulação com o sentido inverso ao do escoamento, mas, devido à existência da válvula de retenção logo após a bomba, não há fluxo inverso através desta.

A Figura 5.1 mostra a variação de vazão e da rotação da bomba ao longo do tempo, onde se percebe que o tempo de parada da bomba, quando a vazão é igual a zero, é superior a 6 s.

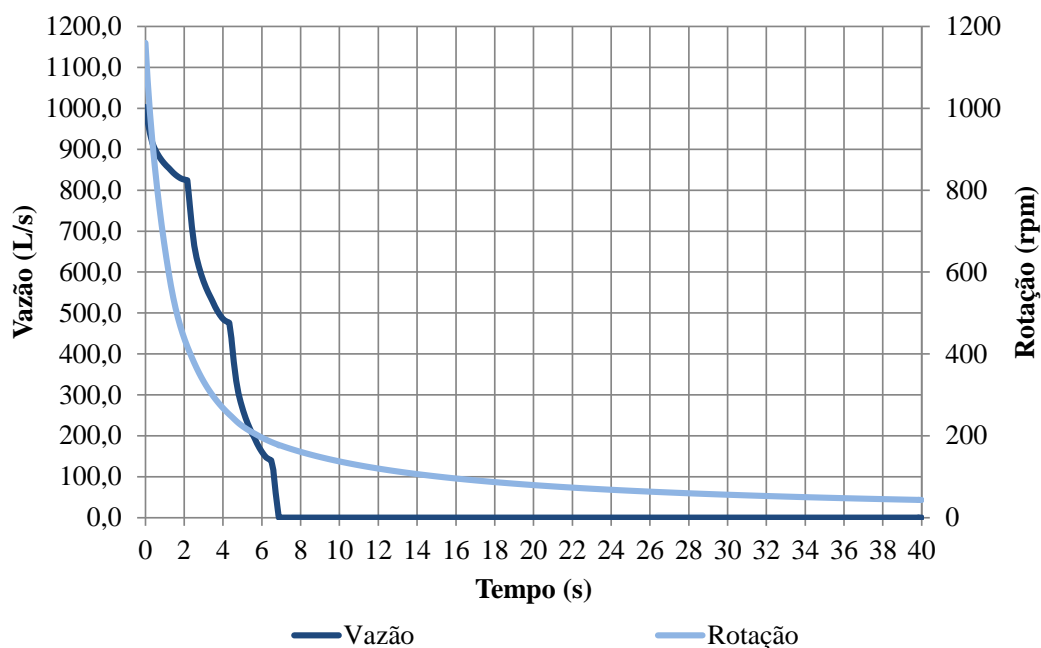


Figura 5.1. Variação da vazão e da rotação da bomba em função do tempo – evento transitório devido à parada no fornecimento de energia ao motor – Simulações de Teste

O Quadro 5.1 apresenta as diferentes configurações utilizadas para cada uma das 12 simulações de teste efetuadas. Em todas elas, utilizou-se o número máximo de iterações igual a 1.000 e tempo máximo de simulação (duração da simulação) igual a 120 s.

Quadro 5.1. Configurações do software Allievi para as simulações de teste

SIMULAÇÃO	INTERVALO DE TEMPO PARA CONDUTOS FORÇADOS (s)	CONSTANTE DE GRAVAÇÃO DOS RESULTADOS	COEFICIENTE DE ESTABILIDADE DE COURANT
1	0,0020	100	1,00
2	0,0100	100	1,00
3	0,0020	100	1,33
4	0,0020	100	0,50
5	0,0100	100	0,50
6	0,0100	1	0,50
7	0,0010	100	1,00
8	0,0050	1	1,00
9	0,0075	1	1,00
10	0,0008	100	1,00
11	0,0008	100	1,00
12	0,0050	1	1,00

Para a definição do intervalo de tempo de simulação, partiu-se da necessidade de representar com detalhe o deslocamento da onda de pressão na tubulação, que se desloca com uma velocidade da ordem de 900 m/s. Como a tubulação tem um comprimento de 1.000 m, a onda de pressão demora cerca de 2,2 s para ir e voltar através da adutora desde a elevatória. Ou seja, os intervalos de tempo considerados devem ser bastante inferiores a esse tempo com o objetivo de se conhecer o formato da onda de pressão em um trecho de tubulação.

Tendo definido o Número de Courant e a discretização espacial da simulação (Δx), através da Equação (81) se pode calcular o intervalo de tempo da simulação de maneira que o sistema tenha estabilidade numérica, conforme apresentado no item 3.2.3. Assim, para um número de Courant igual a 1,00, considerando-se que o Δx é aproximadamente 3,0 m e que a celeridade é da ordem de 900 m/s, foi calculado um intervalo de tempo de 0,0033 s. Em resumo, o intervalo de tempo para simulações como essas deverá ser da ordem de 0,001 s a 0,005 s, para sub-trechos com comprimentos aproximados de 0,9 m a 4,5 m.

Com base nessas simulações de teste, concluiu-se que os resultados obtidos (pressão e velocidade) independem da constante de gravação dos resultados, conforme se observou nas simulações 5 e 6.

O programa Allievi fornece como resultados a envoltória de extremos de pressão, de carga piezométrica e de vazão ao longo de todo o sistema. O programa fornece também como resultado os valores de cada uma dessas grandezas ao longo do tempo.

Caso a constante de gravação seja superior a uma unidade, os extremos dessas grandezas poderão não ser observáveis nas tabelas que permitem avaliar o comportamento das pressões no sistema ao longo do tempo numericamente. No entanto, os valores são observados nas envoltórias de extremos (graficamente e em tabelas). Fica esclarecido com isso que a constante de gravação não é considerada nos cálculos do programa, tendo efeito apenas nos resultados mostrados em tabelas.

Como se utilizou um intervalo de tempo de simulação pequeno, variando de 0,00075 s a 0,01 s, os resultados independem do coeficiente de estabilidade de Courant, conforme observado nas simulações 1, 3 e 4. Esse parâmetro é utilizado para calcular o Δx da simulação (discretização espacial), o qual é calculado utilizando-se o coeficiente de Courant, o intervalo de tempo e a celeridade. Como o valor de Δx permaneceu pequeno suficiente para que as pressões e velocidades fossem corretamente calculadas, o sistema independe do coeficiente de Courant no caso analisado. Portanto, ele foi utilizado como sendo igual a uma unidade, em acordo com o conteúdo apresentado no item 3.2.3.

Como exemplo dos processos simulados neste trabalho, a Figura 5.2 apresenta o desenvolvimento da onda de pressão ao longo da tubulação, com os valores de carga piezométrica para diferentes instantes de tempo. Observa-se que a primeira onda que sai da estação elevatória, para o transiente gerado pela parada brusca do bombeamento, é a onda de subpressão.

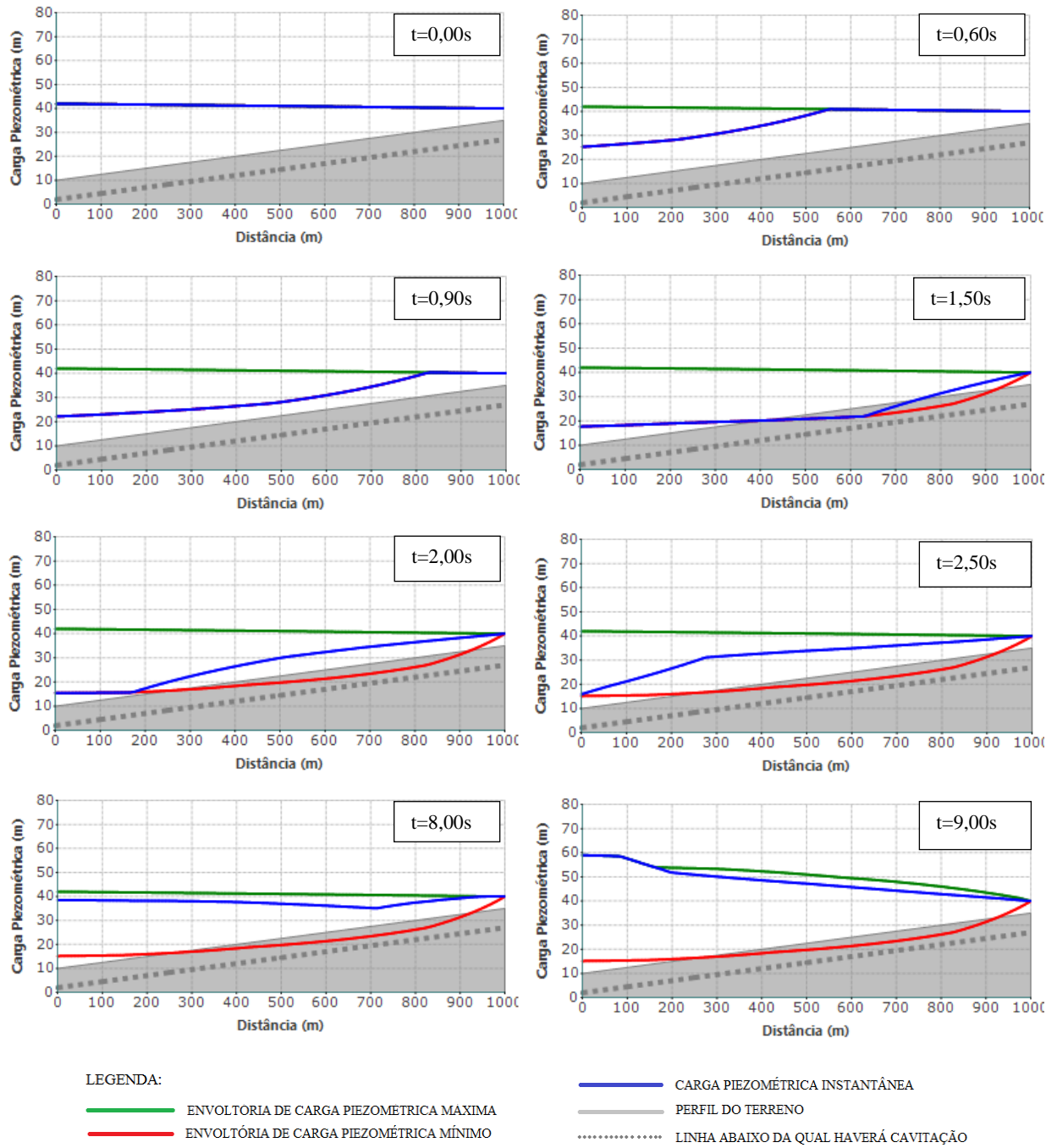


Figura 5.2. Carga Piezométrica ao longo da adutora para diferentes instantes – Propagação da onda de pressão devido à parada brusca do bombeamento.

Na Figura 5.2, as envoltórias de cargas piezométricas máximas e mínimas (linhas verde e vermelho, respectivamente) se adaptam às cargas piezométricas instantâneas (linha azul), armazenando o seu valor quando este supera o máximo ou mínimo já ocorrido na simulação.

Para o caso simulado, sendo este o Sistema A com adutora em aço e com 1.000 m de comprimento, apenas 8,0 s após a parada do fornecimento de energia ao conjunto motor-bomba surgiram sobrepressões na adutora (pressões superiores àquelas do regime permanente). Sendo o período da tubulação igual a 2,2 s, foram necessários, portanto, cerca de 4 ciclos completos de propagação de ondas para que surgissem as sobrepressões.

Os valores observados de pressão em cada ponto variam em função do intervalo de tempo utilizado para os cálculos, conforme apresentado no Quadro 5.2 e na Figura 5.3. Neste quadro estão apresentadas as cargas piezométricas junto à elevatória. Além disso, apresenta-se o valor de pressão para essa mesma posição em diferentes instantes: 10 s e 20 s após a parada do conjunto motor-bomba.

Quadro 5.2. Valores de pressão e carga piezométrica para diferentes intervalos de tempo de cálculo – Simulações de teste

INTERVALO DE TEMPO DE SIMULAÇÃO (s)	SIMULAÇÃO	CARGA PIEZOMÉTRICA MÁXIMA (m) X=0 m	CARGA PIEZOMÉTRICA MÍNIMA (m) X=0 m	PRESSÃO (mca) PARA X=0 m EM t=10 s	PRESSÃO (mca) PARA X=0 m EM t=20 s
0,00075	10	63,853	15,155	34,431	8,831
0,001	7	63,844	15,155	34,136	7,717
0,002	1	63,753	15,160	34,258	7,199
0,005	8	63,605	15,160	34,147	7,232
0,0075	9	63,355	15,164	35,380	7,919
0,01	2	63,413	15,185	34,140	7,426

As duas últimas colunas do Quadro 5.2 mostram que há uma diferença representativa no tempo de deslocamento da onda de pressão, devido ao ajuste realizado pelo programa na celeridade, em função do intervalo de tempo considerado, resultando diferenças grandes na pressão para instantes de tempo específicos. Isso fica evidenciado ao observar no quadro que a carga piezométrica mínima na seção junto à elevatória é 15,16 m para intervalos de tempo entre 0,00075 s e 0,0075 s, ou seja, a pressão mínima é a mesma em todas as simulações, mas, a pressão para os instantes 10 s e 20 s é bastante variável entre as simulações realizadas para diferentes intervalos de tempo para esta mesma seção do conduto.

No entanto, isso não significa uma diferença representativa nos valores máximos e mínimos (envoltória de extremos), conforme se observa nos valores de carga piezométrica máxima e mínima do mesmo quadro.

A Figura 5.3 apresenta o valor da carga piezométrica mínima, em metros, junto à estação elevatória, para diferentes intervalos de tempo de cálculo.

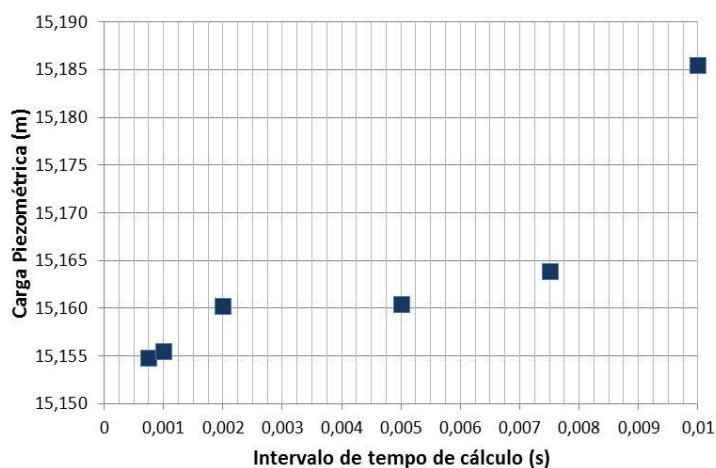


Figura 5.3. Valores de Carga Piezométrica Mínima junto à elevatória para diferentes intervalos de tempo de cálculo – Simulações de Teste

Enquanto são observadas diferenças máximas nas cargas piezométricas máximas de até 50 cm, conforme apresentado no Quadro 5.2, nas cargas piezométricas mínimas as diferenças são de até 3 cm, conforme Figura 5.3. Contudo, para um mesmo sistema, ocorreu uma diferença de 10 vezes no tempo de cálculo, sendo este tanto menor quanto maior for o intervalo de tempo considerado.

Para um intervalo de tempo de cálculo igual a 0,005 s, a simulação no programa Allievi demorou cerca de 60 s. Já para o intervalo de tempo de 0,001 s, foram necessários 420 s para o programa realizar a simulação.

Assim, considerando-se que os resultados passam a convergir com menor amplitude a partir do intervalo de tempo de cálculo igual a 0,005 s, este foi o valor utilizado para a maioria das simulações deste trabalho, com o objetivo de otimizar o processamento computacional sem prejuízo aos resultados.

Conclui-se, preliminarmente, que o Allievi é um programa estável para as configurações estudadas. As configurações utilizadas para as simulações executadas neste trabalho são, portanto, coeficiente de Courant igual a um; constante de gravação de resultados igual a um, e; intervalo de tempo de simulação em regime transiente igual a 0,005 s.

Destaca-se, aqui, que para simulações com celeridade muito inferior a 1000 m/s e para comprimento de tubulação superior a 1.000 m, foram utilizados intervalos de simulação superiores a 0,005 s, até 0,025 s, com o objetivo de otimizar os cálculos, já que, para tais características de sistema, a discretização espacial seria restritiva (desnecessariamente pequena), exigindo maior esforço computacional.

5.2 SIMULAÇÕES DIAGNÓSTICAS PARA CONDUTOS COM DIFERENTES MATERIAIS

Com o objetivo de compreender o comportamento hidráulico em regime transiente para adutoras de diferentes materiais, foram feitas simulações para os Sistemas A e B considerando-se como materiais para a adutora o aço, o PRFV, o PVC, o Ferro Fundido e o PEAD.

Para o Sistema A não foi considerado o PVC, pois, conforme catálogos de tubos de PVC consultados, não são produzidos tubos com diâmetro superior a 500 mm.

Nestas simulações, considerou-se uma velocidade média igual a 1,5 m/s e comprimento da adutora igual a 1.000 m. As características adotadas para cada simulação, que variam em função do material da tubulação, estão apresentadas no Quadro 5.3.

Definiu-se que, para o Sistema A, o tubo em aço deve ter uma espessura de 6,35 mm (Aço ASTM A-36), o tubo em PRFV deve ter uma classe de pressão de 75 psi, o tubo em ferro fundido deve ser K-7 com flanges de ligação às peças da elevatória com classe de pressão PN10 e o tubo em PEAD deve ser PE80 PN 4. Já para o Sistema B, o tubo em aço também deve ter uma espessura de 6,35 mm (Aço ASTM A-36), o tubo em PVC deve ser PN125, o tubo em PRFV deve ter uma classe de pressão de 150 psi, o tubo em ferro fundido deve ser K-7 com flanges PN16 e o tubo em PEAD deve ser PE80 PN 12,5.

Como se pode observar no Quadro 5.3, para o Sistema A foram utilizados tubos com diâmetro nominal igual a 900 mm para todos os materiais com exceção do PEAD, o qual, apenas com um diâmetro nominal de 1000 mm resultou uma velocidade próxima a 1,5 m/s. O mesmo ocorreu para o Sistema B, onde foram considerados tubos com diâmetro nominal igual a 400 mm com exceção do PEAD, que necessitou diâmetro nominal igual a 500 mm, pelo mesmo motivo. Isso ocorre devido à espessura das paredes do PEAD, bastante superior à espessura dos demais materiais para tubos com mesmo diâmetro nominal.

Quadro 5.3. Características dos Sistemas A e B para adutoras com diferentes materiais – Simulações Diagnósticas

MATERIAL	SISTEMA	ESPESSURA DAS PAREDES (mm)	DIÂMETRO INTERNO (mm)	VELOCIDADE (m/s)	PERDA DE CARGA (m/km)	AMT (m)	MÓDULO DE ELASTICIDADE. DO MATERIAL (GPa)	COEFICIENTE DE POISSON - ν	PARÂMETRO ADIMENSIONAL - ψ	CELERIDADE CALCULADA (m/s)
AÇO	A	6,35	900,0	1,57	2,96	27,96	207,00	0,27	131,40	958
PRFV	A	23,0	914,0	1,52	2,57	27,57	50,00	0,35	34,87	932
FERRO FUNDIDO	A	9,8	925,4	1,49	2,71	27,71	172,00	0,28	87,03	1020
PEAD	A	30,6	938,8	1,44	2,42	27,42	0,80	0,28	34,60	151
AÇO	B	6,35	400,0	1,59	5,92	95,92	207,00	0,27	58,40	1165
PVC	B	17,2	394,6	1,64	5,50	95,50	3,30	0,45	18,30	409
PRFV	B	20,0	400,0	1,59	5,18	95,18	50,00	0,35	17,55	1114
FERRO FUNDIDO	B	6,3	416,4	1,47	5,92	95,92	172,00	0,28	60,91	1112
PEAD	B	45,4	409,2	1,52	4,96	94,96	0,80	0,46	12,75	247

Para todas as simulações, identificaram-se quais pressões máximas e mínimas foram calculadas em posições fixas das tubulações, sendo estas: $x = L \times 0\%$; $x = L \times 10\%$; $x = L \times 25\%$; $x = L \times 50\%$, e; $x = L \times 75\%$. A pressão ao final da adutora é considerada constante e igual à pressão hidrostática do reservatório de jusante, pois a condição de contorno utilizada é a de um reservatório de nível constante.

Com a finalidade de exemplificar a variação da vazão e da carga piezométrica ao longo da adutora, em função do tempo, apresenta-se, na Figura 5.4, a variação dessas grandezas em seções específicas para o caso do Sistema A, em ferro fundido. Para as análises efetuadas nesse trabalho, apresenta-se a variação de carga piezométrica ao longo da adutora como uma envoltória de valores máximos e mínimos, onde foi selecionado o valor máximo em cada seção, para todos os instantes de tempo, conforme Figura 5.5, por exemplo.

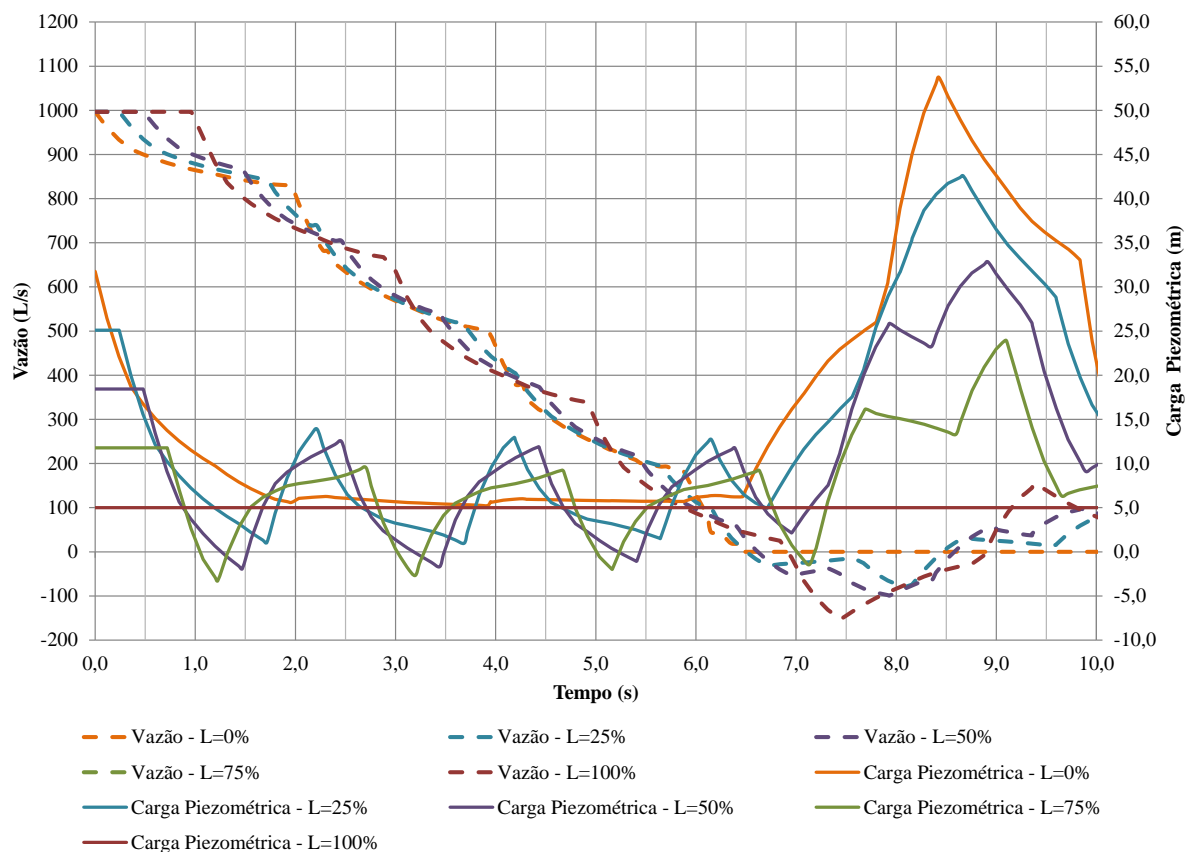


Figura 5.4. Variação dos dados de Carga Piezométrica e Vazão ao longo do tempo para as seções 0%, 25%, 50%, 75% e 100% do comprimento total. Exemplo para a Simulação do Sistema A com adutora em ferro fundido

A Figura 5.5 apresenta o resultado das simulações realizadas para o Sistema A, onde se observa a envoltória de cargas piezométricas extremas (tratadas nesse trabalho apenas

como envoltória de extremos) para cada posição da adutora e para os diferentes materiais de tubulação considerados.

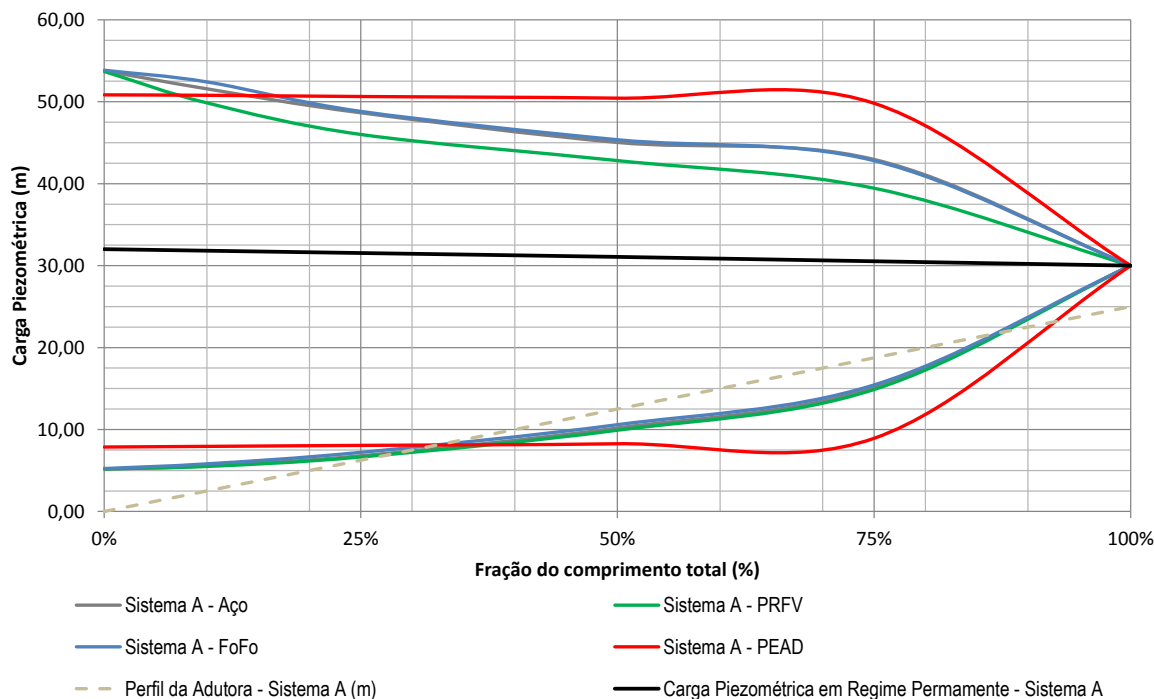


Figura 5.5. Resultados das simulações diagnósticas para o Sistema A: Envoltórias de extremos de carga piezométrica ao longo da adutora obtidas nas simulações em regime transiente para diferentes materiais

Observa-se, nesta figura, que as envoltórias de extremos dos materiais aço, PRFV e ferro fundido apresentam um comportamento bastante similar tanto nas pressões mínimas quanto nas máximas, sendo que, nas pressões mínimas, os valores obtidos são, inclusive, numericamente semelhantes. Isso ocorre em função da envoltória de mínimos ser a primeira onda de pressão que parte da elevatória, já que o evento transitório analisado é devido à parada do bombeamento, conforme ilustrado na Figura 5.2.

Em relação às envoltórias de máximas cargas piezométricas, o PRFV apresentou um amortecimento das ondas de pressão um pouco superior aos demais materiais, em função de este ser um material um pouco mais elástico que o ferro fundido e o aço.

Apenas o PEAD apresentou envoltórias de extremos com comportamento distinto dos demais. Com o objetivo de compreender o motivo desta diferença de padrão de propagação de onda de pressão (tendo como resultado um padrão de envoltória de extremos diferente), foram realizadas novas simulações com o PEAD variando a celeridade e a perda de carga e mantendo as demais características da simulação constantes, a partir das quais se concluiu que

o padrão diferente decorre da sua baixa celeridade quando comparado com os outros materiais.

A Figura 5.6 apresenta o resultado das simulações realizadas para o Sistema B.

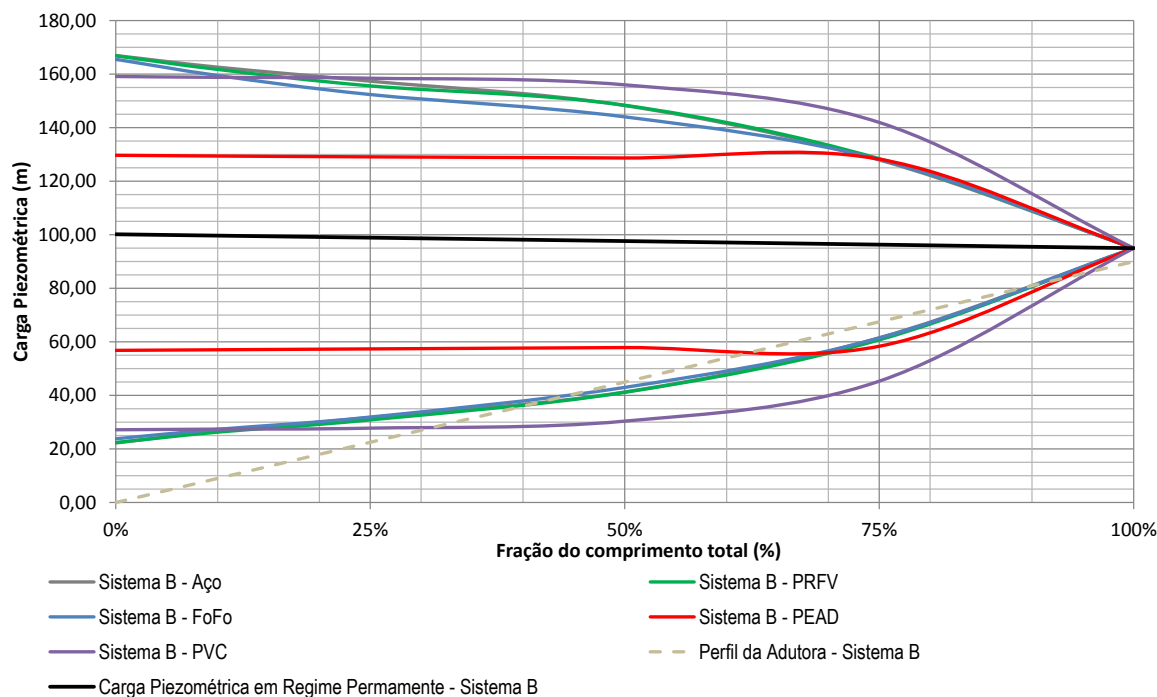


Figura 5.6. Resultados das simulações diagnósticas para o Sistema B: Envoltórias de extremos de carga piezométrica ao longo da adutora obtidas nas simulações em regime transiente para diferentes materiais

Novamente o aço, o PRFV e o ferro fundido apresentaram comportamento semelhante em relação à envoltória de extremos e o PEAD apresentou comportamento bastante distinto dos demais materiais, devido à sua baixa celeridade, conforme já discutido.

Como a celeridade do PVC possui valor entre a do PEAD e dos demais materiais, o seu padrão de comportamento em relação às cargas piezométricas extremas resultou diferente também. Como a sua celeridade é maior que a do PEAD, a amplitude de cargas piezométricas extremas junto à elevatória é maior que aquela observada para este material e, como a celeridade do PVC é bastante inferior a dos demais materiais, a amplitude das suas envoltórias para as seções a partir de 10% do comprimento total da adutora resultou maior do que aquelas do aço, PRFV e ferro fundido, ou seja, com valores mais extremos (máximos maiores e mínimos menores).

Tanto a Figura 5.5 quanto a Figura 5.6 foram criadas externamente ao Allievi e não são saídas diretas do programa. Dessa forma, os gráficos apresentados apenas se aproximam, e muito, dos valores calculados, mas, não são os mesmos.

Apenas os valores para 0%, 10%, 25%, 50%, 75% e 100% do comprimento total são exatos. Esses foram ajustados por polilinhas, as quais representam comportamentos similares aos reais.

Conforme se observa na Figura 5.7, as maiores diferenças entre a saída real do programa e o ajuste proposto, por polilinhas, ocorrem no trecho final da adutora, influenciando basicamente o modo como as pressões convergem à pressão do reservatório de jusante.

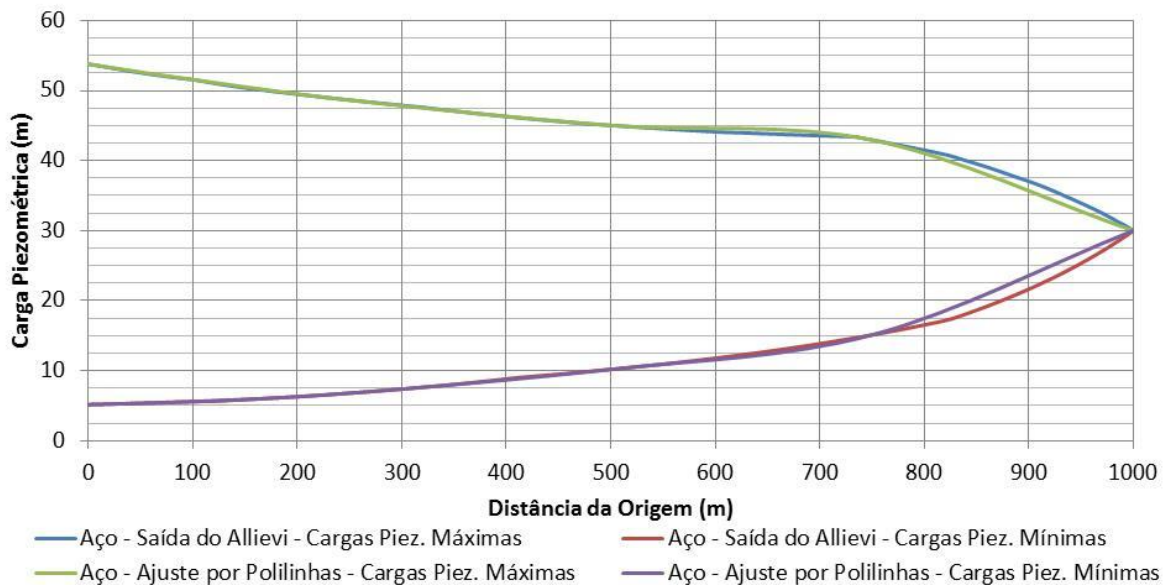


Figura 5.7. Comparação entre a saída do programa Allievi e o ajuste por polilinhas proposto das posições estudadas (0%, 10%, 25%, 50% e 75% e 100% do comprimento total)

Esse procedimento foi adotado como uma simplificação devido ao grande número de simulações necessárias a este trabalho e, assim, julgou-se tal procedimento adequado pelo fato de este trabalho visar a fornecer dados para estruturas hidráulicas ao nível de estudo de concepção, apenas, não se buscando eliminar a necessidade de realizar estudos de transientes detalhados nos projetos.

A Figura 5.8 apresenta a envoltória de extremos para todas as combinações de materiais e sistemas estudados em forma de diferença percentual entre carga piezométrica extrema e em regime permanente, para cada ponto estudado, conforme justificado no item 4.2.1.

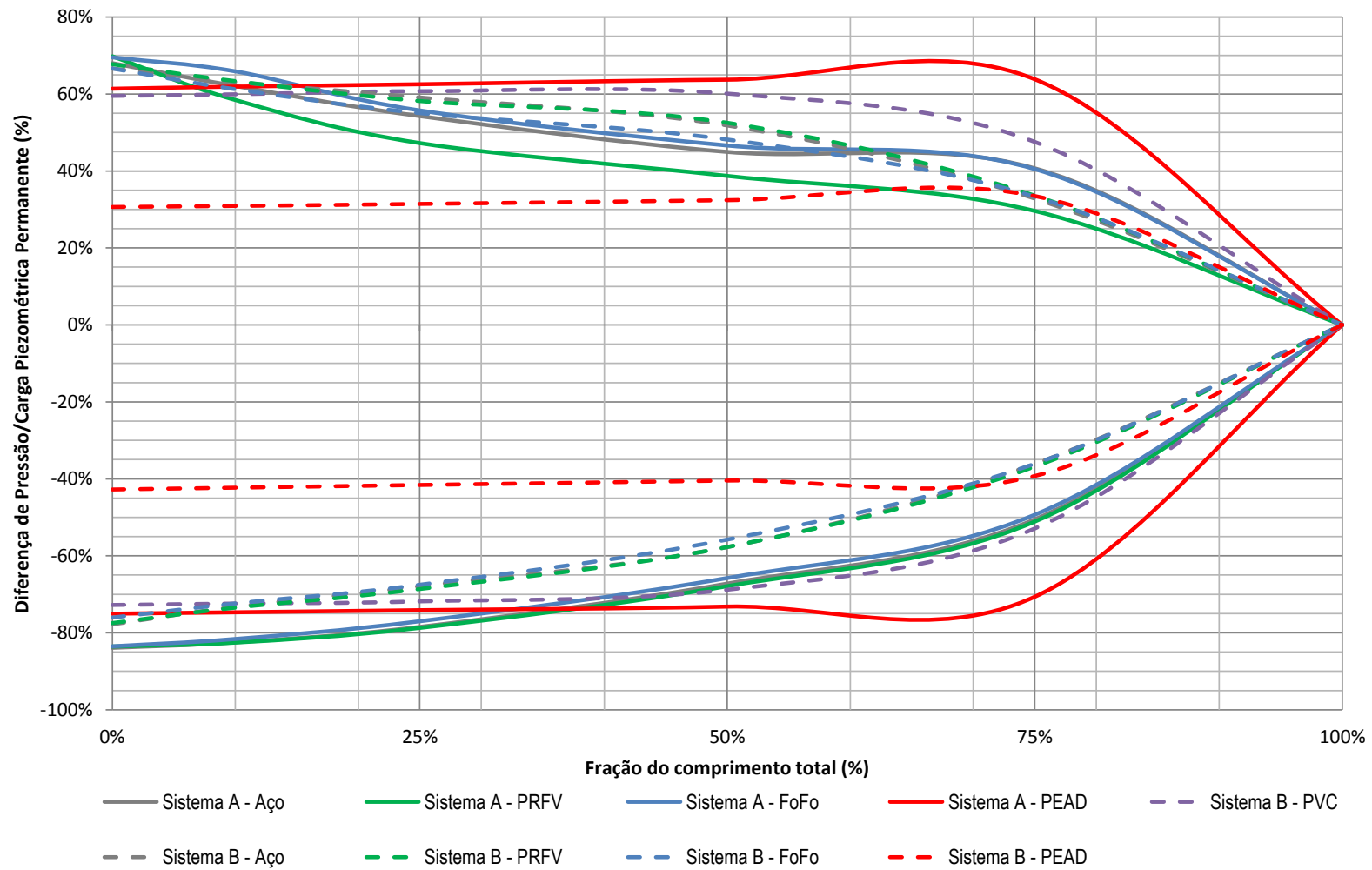


Figura 5.8. Diferença percentual entre as cargas extremas obtidas nas simulações transientes diagnósticas e a carga piezométrica em regime permanente ao longo da adutora para os Sistemas A e B para os diferentes materiais considerados para as adutoras

Com base nas simulações apresentadas para diferentes materiais, observou-se que, para a velocidade considerada de aproximadamente 1,5 m/s, apenas o PEAD apresentou sobrepressão máxima inferior a 35%, para o Sistema B, correspondente ao critério utilizado para a escolha da classe de pressão do material. Dessa forma, o critério adotado subestima as pressões para todos os outros materiais, os quais apresentaram sobrepressões junto à elevatória entre 60% e 70%.

As subpressões identificadas junto à elevatória foram da ordem de -80% da carga piezométrica em regime permanente. Ou seja, considerando-se o eixo das bombas na elevação 0,0 m e uma AMT de 30,0 m, a carga piezométrica mínima identificada junto à elevatória seria da ordem 6,0 m para sistemas similares aos aqui estudados ($30,0\text{ m} - 0,80 \times 30,0\text{ m} = 6,0\text{ m}$).

Adicionalmente, observou-se em 75% do comprimento total subpressões entre -35% e -55% da carga piezométrica. Exemplificando-se, para um sistema com bombas com eixo na elevação 0,0 m, se em 75% do comprimento total da linha de recalque a carga piezométrica em regime permanente for 20,0 m, a carga piezométrica mínima estaria entre 13,0 m ($20,0\text{ m} - 0,35 \times 20,0\text{ m}$) e 9,0 m ($20,0\text{ m} - 0,55 \times 20,0\text{ m}$). Esses exemplos mostram como utilizar esses gráficos para estimar a envoltória de extremos ao longo da adutora para sistemas com características similares aos apresentados aqui.

Dessa forma, a ocorrência de pressões negativas dependeria da elevação do eixo da tubulação nessa posição. Ou seja, se o desnível entre o eixo das bombas (elevação 0,0 m) e o eixo da tubulação em 75% do comprimento da linha de recalque superar 13,0 m, para qualquer material, seriam verificadas pressões negativas no entorno dessa posição.

Isso corrobora com a recomendação de Silvestre (1989), que comenta que os efeitos resultantes dos transientes hidráulicos poderão ser de tal maneira graves que não podem ser negligenciados ao projetar condutos forçados, especialmente longos e, de forma particular, se estarão sujeitos a pequenas cargas estáticas, como o que ocorre no Sistema A.

Tanto para o Sistema A quanto para o B, observou-se grande similaridade entre Ferro Fundido, Aço e PRFV. Bonadie (2005) citou que por mais que o PRFV seja mais flexível que o ferro fundido e por isso apresente menor celeridade, ambos os tubos apresentam transitórios semelhantes, sendo a envoltória de extremos do PRFV um pouco mais amortecida.

Em ambos os sistemas analisados, o PEAD apresentou um comportamento bastante distinto, devido à sua baixa celeridade, quando comparado aos demais materiais. Para o Sistema A, o PEAD apresentou transitórios maiores que os outros materiais, enquanto que

para o Sistema B, os transitórios observados (máximos e mínimos) foram inferiores em módulo àqueles observados para outros materiais.

No entanto, salienta-se aqui que o programa Allievi considera o comportamento mecânico das paredes dos condutos como sendo elástico linear, e o PEAD, segundo Ferràs et al. (2016), possui um comportamento viscoelástico, que tende a aumentar o amortecimento das ondas de pressão quando comparado a condutos rígidos, como o ferro fundido, por exemplo.

Dessa forma, por mais que a celeridade do PEAD tenha sido calculada através da Equação (87), recomendada pelo fabricante (BRASTUBO, 2016), a característica viscoelástica das suas paredes pode resultar num amortecimento das ondas de pressão superior ao observado nessa simulação. Contudo, entende-se que ao considerar o comportamento elástico das paredes do PEAD e, portanto, dimensionar a proteção do sistema com base nessa consideração, está-se a favor da segurança, pois o amortecimento das pressões transientes do sistema será superior ao observado nas simulações.

A Figura 5.5 e a Figura 5.6 apresentam as cargas piezométricas junto ao perfil da adutora, supondo que seu perfil ascende linearmente desde a elevatória até o reservatório de jusante, em cota mais elevada. Assim, supondo sistemas reais com adutoras que se desenvolvem com perfil linear, similar às aqui estudadas, a velocidade nominal de 1,5 m/s resulta transitórios bastante perigosos para sistemas desprotegidos, pois foram verificadas pressões negativas em todas as simulações, com valores mínimos (extremos) próximos ao ponto localizado em 75% do comprimento total da adutora.

Destaca-se aqui que, para o Sistema A, o PEAD apresentou quebra da coluna d'água e, para o Sistema B, isso ocorreu tanto para o PVC quanto para o PEAD. Havendo quebra da coluna d'água, ocorre uma descontinuidade no fluido, resultando transientes muito mais severos do que aqueles aqui mostrados. Contudo, como se procurou analisar os efeitos dos transientes em termos de carga piezométrica de forma a generalizar os resultados, optou-se por não considerar a quebra da coluna d'água nas simulações, fenômeno este que depende muito do perfil da adutora.

O Quadro 5.4 apresenta as pressões mínimas e máximas que ocorrem em cada um dos sistemas analisados com diferentes materiais, permitindo a sua comparação com as pressões admitidas pelos materiais. Os valores marcados em negrito são aqueles acima da pressão máxima admissível ou abaixo da mínima admissível. Destaca-se que estas pressões

apresentadas como admissíveis para os tubos poderão variar dependendo do fabricante e, para um estudo mais detalhado, devem ser verificadas junto ao fornecedor do material.

Quadro 5.4. Comparação entre as máximas pressões calculadas e as pressões admitidas pelos tubos de diferentes materiais

SISTEMA	MATERIAL	PRESSÃO MÁXIMA CALCULADA (mca)	PRESSÃO MÍNIMA CALCULADA (mca)	PRESSÃO MÁXIMA ADMISSÍVEL (mca)	PRESSÃO MÍNIMA ADMISSÍVEL (mca)
A	AÇO	53,77	-3,62	123,64	-3,10
A	PRFV	53,57	-3,75	73,92	-3,00
A	FERRO FUNDIDO	53,83	-3,27	122,28	-8,00
A	PEAD	51,11	-9,98	60,00	-8,00
B	AÇO	166,60	-5,98	278,19	-8,00
B	PVC	159,31	-22,32	125,00	0,00
B	PRFV	167,00	-6,24	147,70	-3,00
B	FERRO FUNDIDO	165,39	-5,79	203,80	-8,00
B	PEAD	129,59	-21,00	187,50	-8,00

Percebe-se, assim, que para o Sistema A, apenas o Ferro Fundido apresentou segurança tanto para sobrepressão quanto para subpressão e, para o Sistema B, tanto o aço quanto o ferro fundido apresentaram segurança frente às solicitações hidráulicas. Além disso, é nítido que a maior dificuldade em conceber um sistema de bombeamento seguro, com as características aqui consideradas, está nas subpressões, pois mesmo para classes de pressão elevadas, buscando-se evitar a quebra da coluna d'água, as pressões negativas poderão ter grande magnitude e ser de difícil controle em função do perfil da adutora.

No próximo item são apresentados os resultados de simulações para diferentes velocidades de escoamento, permitindo definir velocidades mais seguras para sistemas desprotegidos.

5.3 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE QUANTO À VELOCIDADE DE ESCOAMENTO

Neste item são apresentados os resultados de simulações em regime transiente para os sistemas A e B considerando-se diferentes velocidades de escoamento em regime permanente. Para tanto, foram realizadas simulações para 2 diâmetros comerciais acima e dois abaixo daquele utilizado nas simulações do item anterior.

As características adotadas para cada simulação, que variam em função do diâmetro nominal da linha de recalque, estão apresentadas no Quadro 5.5. Todas as simulações foram feitas para uma linha de recalque com 1.000 m de comprimento.

Como foi necessário simular adutoras com diâmetro superior a 900 mm para o Sistema A (1.000 mm e 1.100 mm), utilizou-se o aço como material para tal análise, pois este é o material mais utilizado para diâmetros dessa ordem de grandeza. Em relação ao Sistema B, como o Ferro Fundido, o aço e o PRFV apresentaram comportamentos em regime transiente similares, utilizou-se o Ferro Fundido para analisar a sensibilidade dos transientes quanto à velocidade de escoamento, visando a compreender, com isso, o comportamento com o uso destes três materiais para sistemas com maiores desníveis geométricos do que aqueles representados pelo Sistema A.

A Figura 5.9 apresenta o resultado das simulações realizadas para o Sistema A, onde se observa a envoltória de extremos para cada posição da adutora para diferentes velocidades de escoamento.

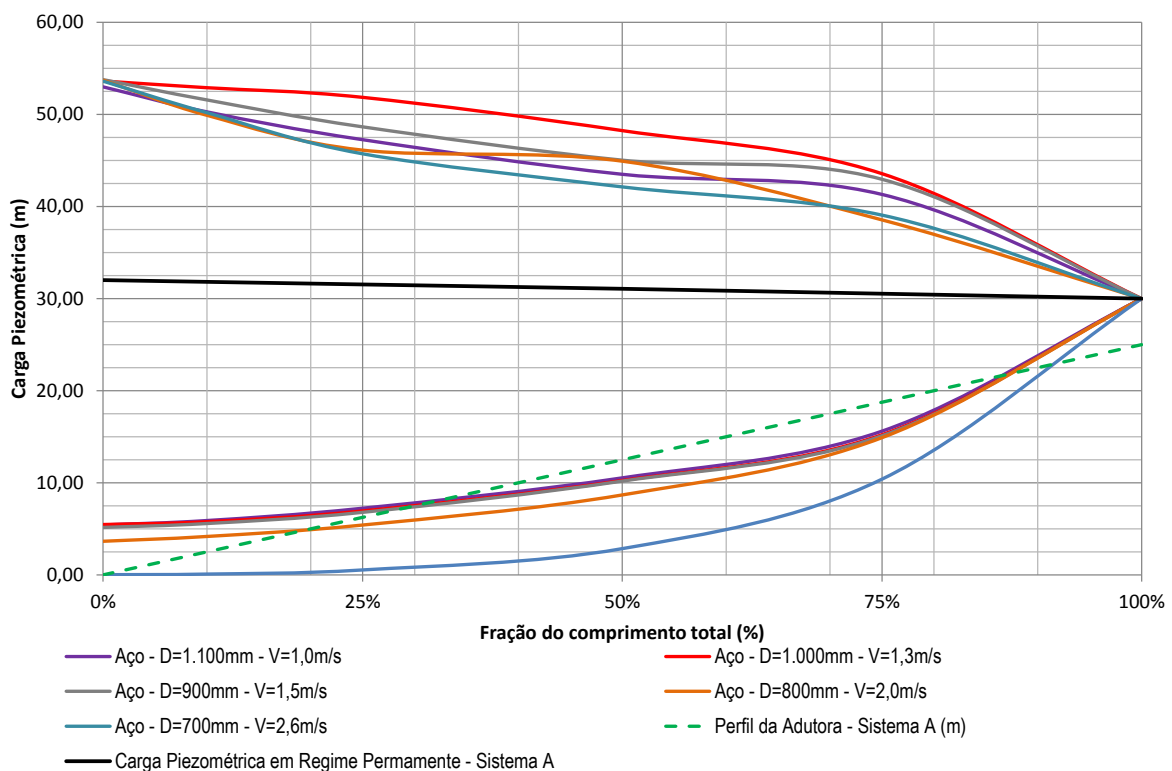


Figura 5.9. Resultados das simulações de análise de sensibilidade quanto à velocidade do escoamento para o Sistema A: Envoltórias de extremos de carga piezométrica ao longo da adutora obtidas nas simulações em regime transiente para diferentes diâmetros de adutora

Quadro 5.5. Características dos Sistemas A e B para adutoras com diferentes diâmetros – Simulações Diagnósticas

MATERIAL	SISTEMA	DIÂMETRO NOMINAL (mm)	ESPESSURA DAS PAREDES (mm)	DIÂMETRO INTERNO (mm)	VELOCIDADE (m/s)	RUGOSIDADE ABSOLUTA (mm)	PERDA DE CARGA (m/km)	AMT (m)	PARÂMETRO ADIMENSIONAL - ψ	CELERIDADE CALCULADA (m/s)
AÇO	A	700,0	6,35	700,0	2,60	0,10	8,50	33,50	102,20	1027
AÇO	A	800,0	6,35	800,0	1,99	0,10	4,73	29,73	116,80	991
AÇO	A	900,0	6,35	900,0	1,57	0,10	2,96	27,96	131,40	958
AÇO	A	1000,0	6,35	1000,0	1,27	0,10	2,04	27,04	146,00	929
AÇO	A	1100,0	6,35	1100,0	1,05	0,10	1,53	26,53	160,60	902
FERRO FUNDIDO	B	300,0	5,70	314,6	2,57	0,12	19,32	109,32	50,87	1154
FERRO FUNDIDO	B	350,0	5,90	366,2	1,90	0,12	9,18	99,18	57,20	1127
FERRO FUNDIDO	B	400,0	6,30	416,4	1,47	0,12	5,02	95,02	60,91	1112
FERRO FUNDIDO	B	500,0	7,00	518,0	0,95	0,12	1,94	91,94	68,20	1084
FERRO FUNDIDO	B	600,0	7,70	619,6	0,66	0,12	1,03	91,03	74,16	1062

Observa-se que, em relação às envoltórias de cargas piezométricas mínimas, ocorre redução da carga piezométrica apenas para velocidades maiores que 1,5 m/s, sendo o pior caso aquele para a velocidade de 2,6 m/s. Isso indica que para o Sistema A não haveria redução dos efeitos dos transientes hidráulicos caso se optasse por aumentar o diâmetro da tubulação, reduzindo a velocidade considerada na etapa anterior, de 1,5 m/s. No entanto, com base no observado na Figura 5.9, em relação às cargas piezométricas mínimas, há um agravamento dos efeitos dos transientes para velocidades superiores a 1,5 m/s.

Para as envoltórias de cargas máximas não se observou o mesmo padrão definido para as envoltórias de cargas mínimas, pois os maiores efeitos devido aos transientes encontrados foram para o diâmetro de 1.000 mm e os menores para o diâmetro de 700 mm.

Não havendo perdas de carga no sistema, os efeitos dos transientes seriam proporcionais à velocidade, sendo menores para as menores velocidades. Contudo, ao considerar as perdas de carga, as quais aumentam com o quadrado da velocidade, as ondas de pressão são amortecidas, pois a equação da quantidade de movimento, equação (17), possui um termo que considera as perdas de carga.

Como o transitório simulado decorreu da parada brusca do bombeamento, a primeira onda de pressão que parte da elevatória é a onda de subpressão, sendo este o motivo de haver um padrão nas envoltórias de cargas mínimas, proporcionais à velocidade de escoamento, já que o termo da equação da quantidade de movimento que considera as perdas de carga não apresentou grande influência nesta primeira onda de pressão. No entanto, como são necessários alguns períodos para que surjam as sobrepressões (pressões além das pressões em regime permanente), conforme apresentado na Figura 5.2, as ondas de pressão que resultaram na envoltória de carga piezométrica máxima foram bastante amortecidas pelas perdas de carga, sendo o maior amortecimento observado para a velocidade de 2,6 m/s.

Justifica-se, assim, a ausência de padrão nas envoltórias de cargas máximas e a existência de padrão nas envoltórias de carga piezométricas mínimas.

A Figura 5.10 apresenta o resultado das simulações realizadas para o Sistema B com tubulações em ferro fundido considerando-se diferentes diâmetros.

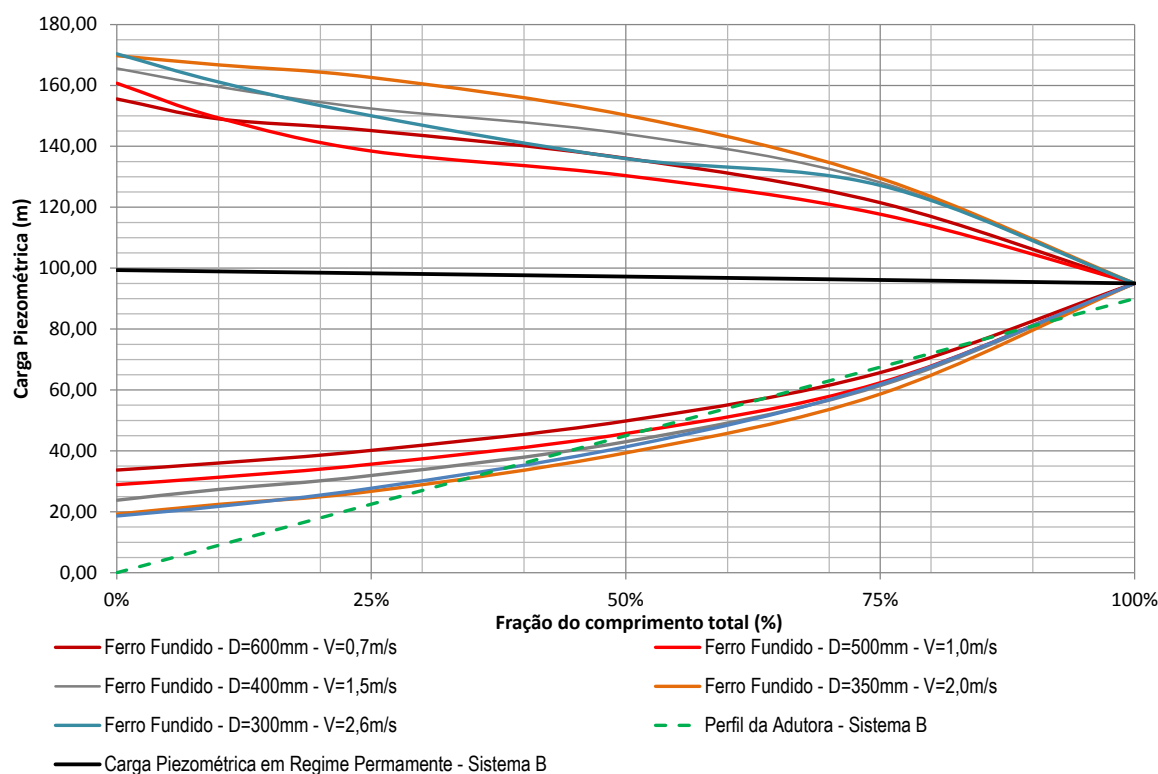


Figura 5.10. Resultados das simulações de análise de sensibilidade quanto à velocidade do escoamento para o Sistema B: Envoltórias de extremos de carga piezométrica ao longo da adutora obtidas nas simulações em regime transiente para diferentes diâmetros de adutora

No Sistema B, os diâmetros considerados são menores e as alturas manométricas totais (AMT) calculadas são maiores que para o Sistema A. Isso resultou comportamentos levemente diferentes daqueles apresentados para a Figura 5.9.

Em relação às envoltórias de cargas mínimas, o termo que considera as perdas de carga das equações empregadas no método utilizado teve maior impacto na primeira onda de subpressão que se deslocou pela tubulação e, assim, as subpressões observadas para a velocidade de 2,6 m/s são menos severas que aquelas observadas para uma velocidade menor, de 2,0 m/s. Essa diferença em relação ao observado para o Sistema A decorre do fato de que o efeito do termo que considera a perda de carga para o amortecimento das ondas de pressão será maior para menores diâmetros, conforme se observa na equação (17).

Ainda em relação às envoltórias de cargas mínimas, para o Sistema B se observou uma redução nos efeitos dos transientes para a redução da velocidade de escoamento, sendo esta da ordem de 6% para a velocidade de 1,0 m/s e de 11% para a velocidade de 0,7 m/s, em relação à velocidade de 1,5 m/s, para a seção junto à elevatória. Esse padrão não havia sido identificado para o Sistema A, onde para as três menores velocidades simuladas a envoltória de mínimos foi praticamente igual.

A ausência de padrão nas envoltórias de cargas piezométricas máximas é justificada pelos motivos já expostos: os efeitos dos transientes seriam proporcionais ao aumento da velocidade não fosse o amortecimento das ondas de pressão devido às perdas de carga, as quais aumentam com o quadrado do aumento da velocidade.

A Figura 5.11 apresenta a envoltória de extremos para todas as combinações de diâmetros e sistemas estudados em forma de diferença percentual entre carga piezométrica extrema e em regime permanente, para cada ponto estudado, similar ao que foi feito para a Figura 5.8.

Com base nas simulações apresentadas para diferentes diâmetros e, conseqüentemente, com diferentes velocidades, observou-se que com exceção das simulações para velocidade de 2,6 m/s, as sobrepressões junto à elevatória variam entre 60% e 72% da AMT. Isso permite concluir que o percentual aplicado de 35% para estimar a pressão em regime transiente para a escolha das classes de pressão dos condutos está subestimado, sendo aconselhável aplicar uma sobrepressão da ordem de 60% sobre a AMT calculada.

As cargas piezométricas mínimas são relativamente proporcionais à velocidade, sendo mais sensíveis para o Sistema B do que para o Sistema A. As pressões mínimas, junto à elevatória, variaram de -65% a -84% para o Sistema B e de -84% a -100% para o Sistema A, em relação à AMT calculada.

Conclui-se, com isso, que para sistemas de bombeamento similares ao Sistema B, com vazão de recalque da ordem de 0,2 m³/s, é interessante utilizar velocidades de escoamento inferiores a 1,5 m/s, como 1,0 m/s, por exemplo, pois há uma redução significativa das subpressões e das sobrepressões. Contudo, para sistemas de maior vazão, como o Sistema A, não há redução representativa dos efeitos dos transientes hidráulicos para velocidades de escoamento inferiores a 1,5 m/s, sendo esta uma velocidade interessante de ser utilizada, pois velocidades superiores a esta resultaram agravamento dos efeitos dos transientes nas envoltórias de cargas mínimas.

No próximo item são apresentados os resultados de simulações para diferentes comprimentos de adutora, permitindo definir quais comprimentos, velocidades e material de adutora são seguros para sistemas desprotegidos.

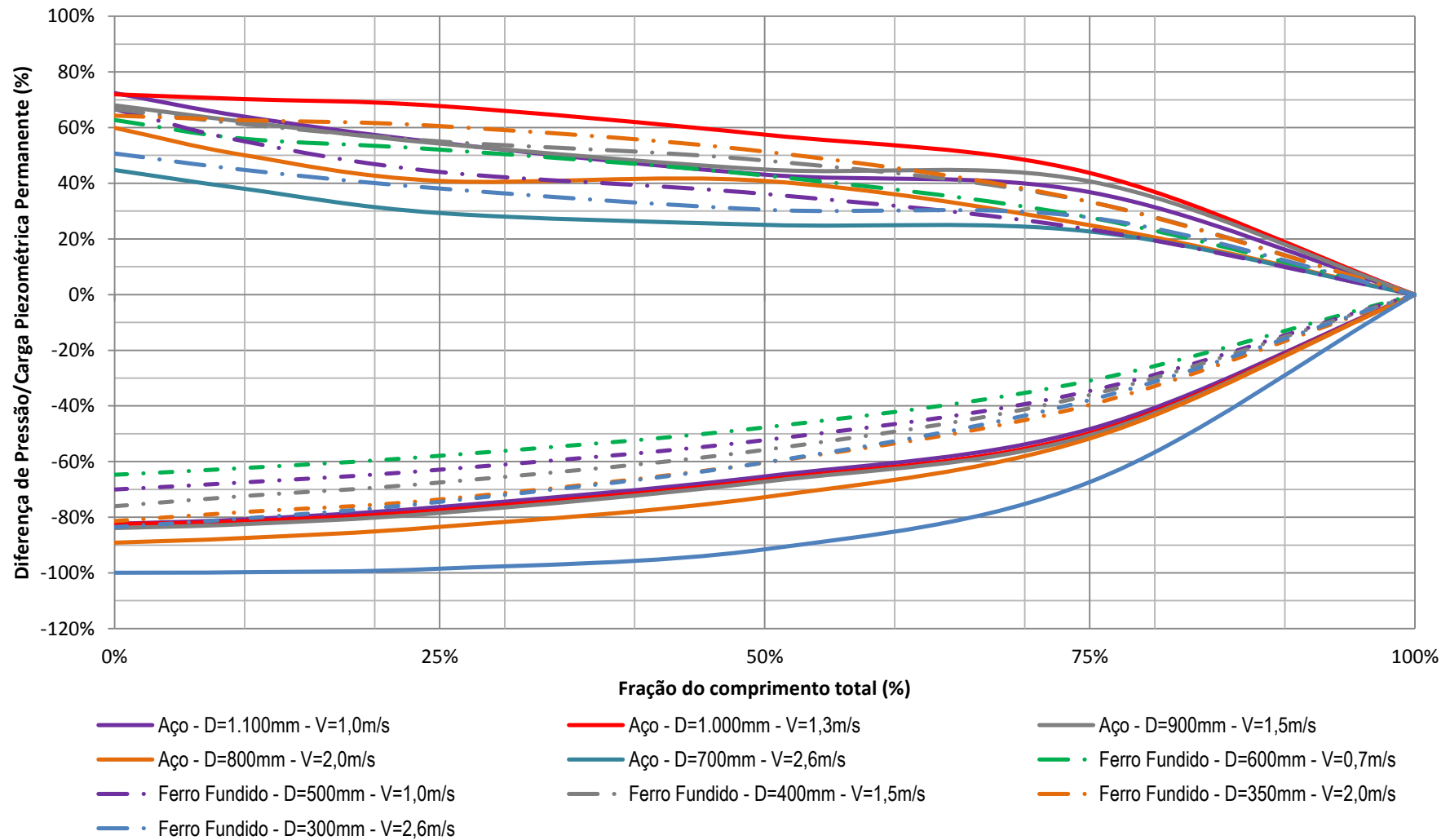


Figura 5.11. Diferença percentual entre as cargas extremas obtidas nas simulações transientes de análise de sensibilidade quanto à velocidade de escoamento e a carga piezométrica em regime permanente ao longo da adutora para os Sistemas A (adutora em aço) e B (adutora em ferro fundido)

5.4 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE QUANTO AO COMPRIMENTO DA TUBULAÇÃO DE RECALQUE

Neste item são apresentados os resultados de simulações em regime transiente para os sistemas A e B considerando-se diferentes comprimentos para as linhas de recalque. Em todas essas simulações, considerou-se uma velocidade de escoamento em regime permanente, antes da parada brusca do bombeamento, de 1,5 m/s, aproximadamente. Novamente, foram considerados tubos em aço para o Sistema A e tubos em ferro fundido para o Sistema B, pelos mesmos motivos apresentados no item anterior.

As características adotadas para cada simulação variam, portanto, em função do comprimento da linha de recalque, e estão apresentadas no Quadro 5.6.

A Figura 5.12 apresenta o resultado das simulações realizadas para o Sistema A, onde se observa a envoltória de extremos para cada posição da adutora para diferentes comprimentos.

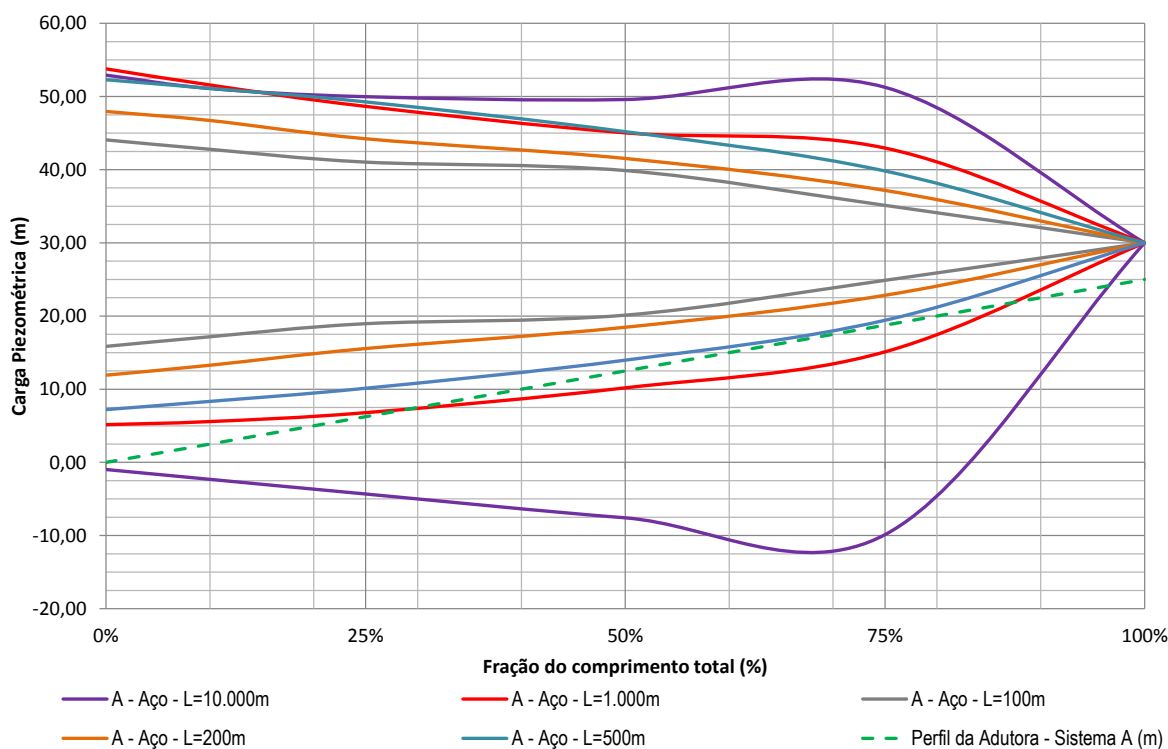


Figura 5.12. Resultados das simulações de análise de sensibilidade quanto ao comprimento da adutora em aço para o Sistema A: Envoltórias de extremos de carga piezométrica ao longo da adutora

Quadro 5.6. Características dos Sistemas A e B para adutoras com diferentes comprimentos – Simulações Diagnósticas

MATERIAL	SISTEMA	ESPESSURA. DAS PAREDES (mm)	DIÂMETRO INTERNO (mm)	VELOCIDADE (m/s)	COMPRIMENTO (m)	PERDA DE CARGA (m/km)	AMT (m)	EFICIÊNCIA DA BOMBA (%)	PARÂMETRO ADIMENSIONAL (ψ)	CELERIDADE CALCULADA (m/s)
AÇO	A	6,35	900,0	1,57	100,00	12,83	26,28	84,7%	131,40	958
AÇO	A	6,35	900,0	1,57	200,00	7,35	26,47	84,8%	131,40	958
AÇO	A	6,35	900,0	1,57	500,00	4,06	27,03	84,9%	131,40	958
AÇO	A	6,35	900,0	1,57	1.000,00	2,96	27,96	84,6%	131,40	958
AÇO	A	6,35	900,0	1,57	10.000,00	1,98	44,77	85,0%	131,40	958
FERRO FUNDIDO	B	6,30	416,4	1,47	100,00	12,05	91,20	78,2%	60,91	1112
FERRO FUNDIDO	B	6,30	416,4	1,47	200,00	8,29	91,66	78,4%	60,91	1112
FERRO FUNDIDO	B	6,30	416,4	1,47	500,00	5,94	92,97	78,4%	60,91	1112
FERRO FUNDIDO	B	6,30	416,4	1,47	1.000,00	5,02	95,02	78,4%	60,91	1112
FERRO FUNDIDO	B	6,30	416,4	1,47	10.000,00	4,32	133,20	72,0%	60,91	1112

As envoltórias de cargas mínimas apresentaram um padrão de desenvolvimento onde o aumento dos efeitos dos transientes hidráulicos é proporcional ao aumento do comprimento da adutora, devido ao aumento de massa no sistema.

As pressões negativas na adutora ocorreram para os comprimentos de 1.000 m e de 10.000 m, tendo sido observada a ruptura da coluna d'água para o comprimento de 10.000 m. Isso indica que para adutoras com comprimento da ordem de 10.000m, ou maior, dificilmente o sistema poderá operar sem dispositivos de proteção devido às pressões mínimas.

As envoltórias de cargas piezométricas máximas apresentaram o mesmo padrão que as envoltórias de cargas mínimas, com exceção dos comprimentos de 1.000 m e 10.000 m. Para estes comprimentos, as perdas de carga amorteceram as ondas de sobrepressão que resultaram as envoltórias de cargas piezométricas máximas.

A Figura 5.13 apresenta o resultado das simulações realizadas para o Sistema B com tubulações em ferro fundido considerando-se diferentes comprimentos.

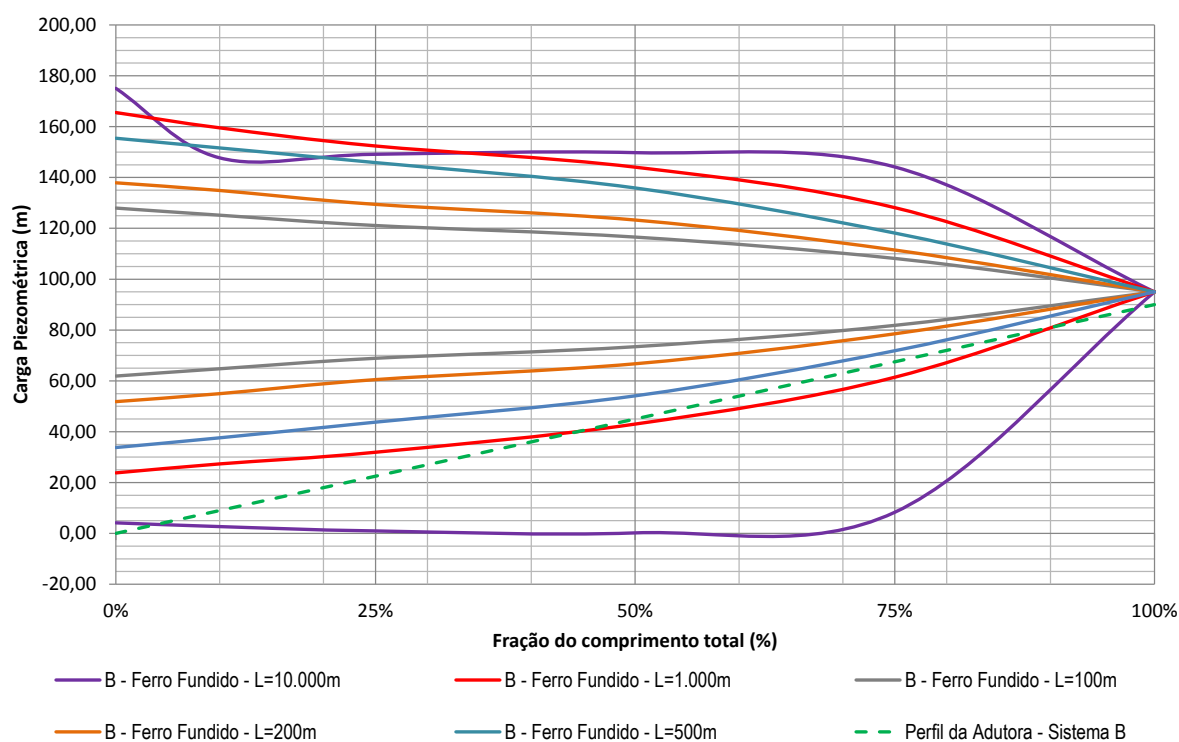


Figura 5.13. Resultados das simulações de análise de sensibilidade quanto ao comprimento da adutora em ferro fundido para o Sistema B: Envoltórias de extremos de carga piezométrica ao longo da adutora

As análises feitas para as envoltórias de máximos e mínimos para o Sistema B são iguais as já descritas para o Sistema A. Exceção a isso é que, para o Sistema B, o

comprimento de 1.000 m apresenta uma envoltória de cargas máximas que segue o mesmo padrão daquelas dos comprimentos menores. Isso confirma a justificativa apresentada para a alteração nesse padrão para o comprimento de 10.000 m, pois, como o diâmetro utilizado para o Sistema B é menor que para o Sistema A, o efeito do termo da equação da quantidade de movimento que considera as perdas de carga é menor, não tendo sido capaz de alterar o padrão para da envoltória de cargas máximas para o comprimento de 1.000 m.

A Figura 5.14 apresenta a envoltória de extremos para todas as combinações de comprimentos e sistemas estudados em forma de diferença percentual entre carga piezométrica extrema e em regime permanente, para cada ponto estudado, similar ao que foi feito para a Figura 5.8.

Observa-se que para comprimentos idênticos, há um padrão entre as diferenças de pressão em relação ao regime permanente para os Sistemas A e B, sendo o efeito do transitório mais grave para o Sistema A. Isso corrobora com a recomendação de Silvestre (1989), de que os efeitos resultantes dos transientes hidráulicos não podem ser negligenciados ao projetar condutos forçados, de forma particular, se estarão sujeitos a pequenas cargas estáticas.

Com exceção dos sistemas com 10 km de comprimento, confirmando as prescrições da bibliografia consultada, os efeitos dos transientes são proporcionais ao comprimento da adutora, sendo maiores os seus efeitos para as adutoras de maior comprimento. Dessa forma, sistemas com adutoras de grande comprimento, maiores que 1.000 m, não poderão ser abrangidos pelas análises apresentadas nessa dissertação, devido ao fato de os resultados obtidos para as adutoras com 10.000 m de comprimento terem comportamentos diferentes dos demais.

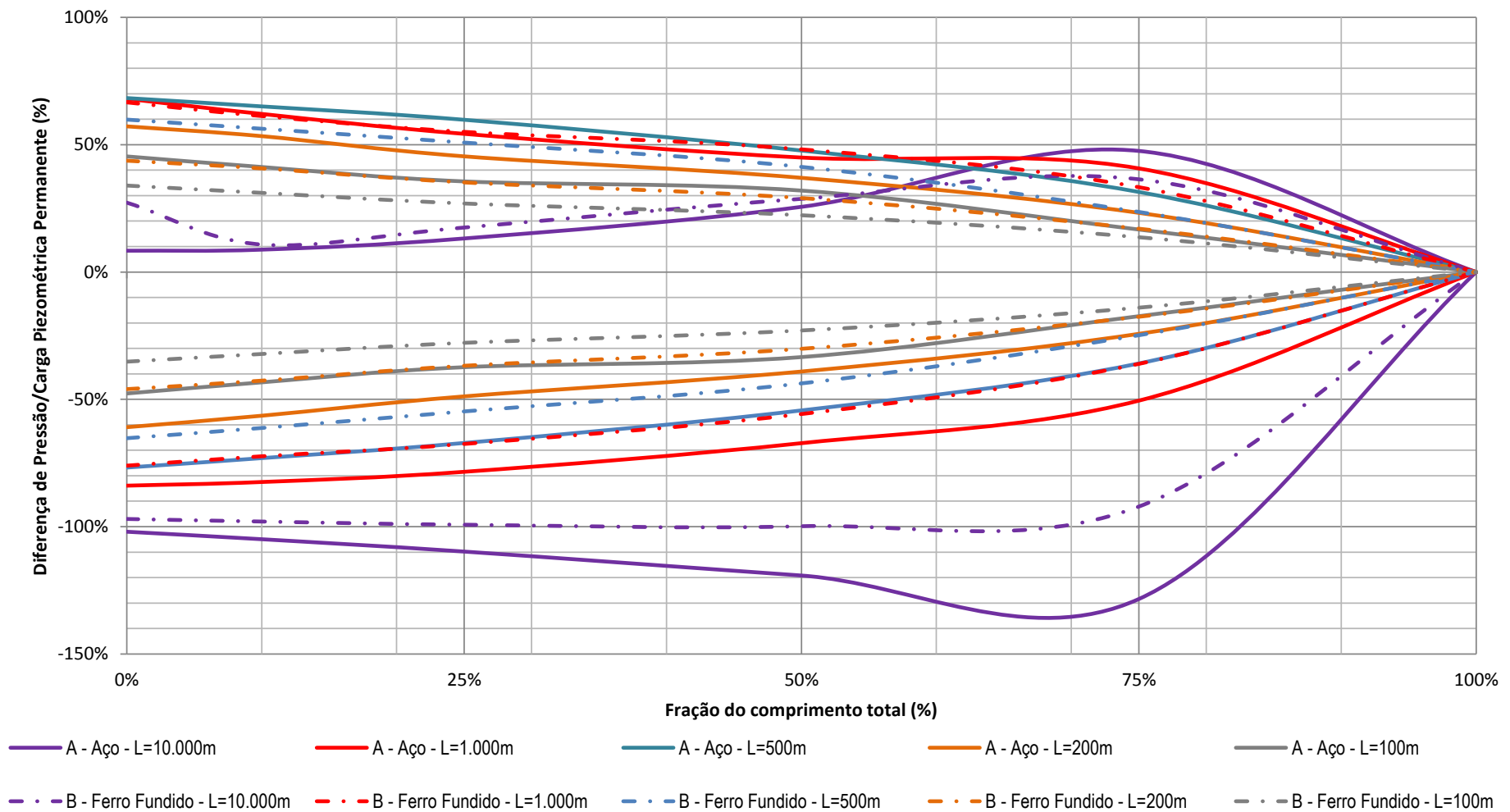


Figura 5.14. Diferença percentual entre as cargas extremas obtidas nas simulações transientes de análise de sensibilidade quanto ao comprimento da adutora para os Sistemas A (adutora em aço) e B (adutora em ferro fundido)

5.5 ANÁLISE DE SENSIBILIDADE QUANTO AO MOMENTO DE INÉRCIA

Neste item são apresentados os resultados de simulações para os sistemas A e B, sendo o sistema A em aço e o sistema B em ferro fundido, considerando-se diferentes momentos de inércia para os conjuntos motor-bomba.

A variação do momento de inércia do conjunto foi feita com o objetivo de analisar a instalação de um equipamento diferente daquele considerado na etapa de projeto, já que, por mais que seja considerado um equipamento específico durante o projeto da estação de bombeamento, no momento da compra, principalmente por processo de licitação, outro equipamento poderá ser fornecido.

Para tanto, para cada um dos sistemas, foram feitas cinco simulações considerando o momento de inércia calculado pela Equação (79), sendo esta a fórmula de Thorley (apresentada no item 3.2.2.5), com variação de $\mp 10\%$ e $\mp 25\%$, e mais uma simulação com o valor do momento de inércia fornecido pelo fabricante de bombas. No Anexo V, estão apresentadas as curvas e os valores de momento de inércia das bombas Andritz, informados pelo fabricante. Os valores de momento de inércia utilizados para as simulações dos Sistemas A e B para a análise de sensibilidade estão apresentados no Quadro 5.7.

Quadro 5.7. Valores de Momento de Inércia do conjunto motor-bomba utilizados nas simulações de análise de sensibilidade

Sistema A		Sistema B	
Rotação (rpm)	710	Rotação (rpm)	1788
Potência do Motor (kW)	331,2	Potência do Motor (kW)	257,6
Momento de Inércia Informado pelo Fabricante		Momento de Inércia Informado pelo Fabricante	
I bomba (kg.m ²) =	11,00	I bomba (kg.m ²) =	5,92
I motor (kg.m ²) =	23,60	I motor (kg.m ²) =	7,50
I conjunto (kg.m ²) =	34,60	I conjunto (kg.m ²) =	13,42
Momento de Inércia Calculado		Momento de Inércia Calculado	
I bomba (kg.m ²) =	25,75	I bomba (kg.m ²) =	1,43
I motor (kg.m ²) =	38,31	I motor (kg.m ²) =	6,73
I conjunto (kg.m ²) =	64,06	I conjunto (kg.m ²) =	8,17
-25%	48,04	-25%	6,12
-10%	57,65	-10%	7,35
10%	70,47	10%	8,98
25%	80,07	25%	10,21

A Figura 5.15 apresenta os resultados das simulações para análise de sensibilidade quanto ao momento de inércia para o Sistema A.

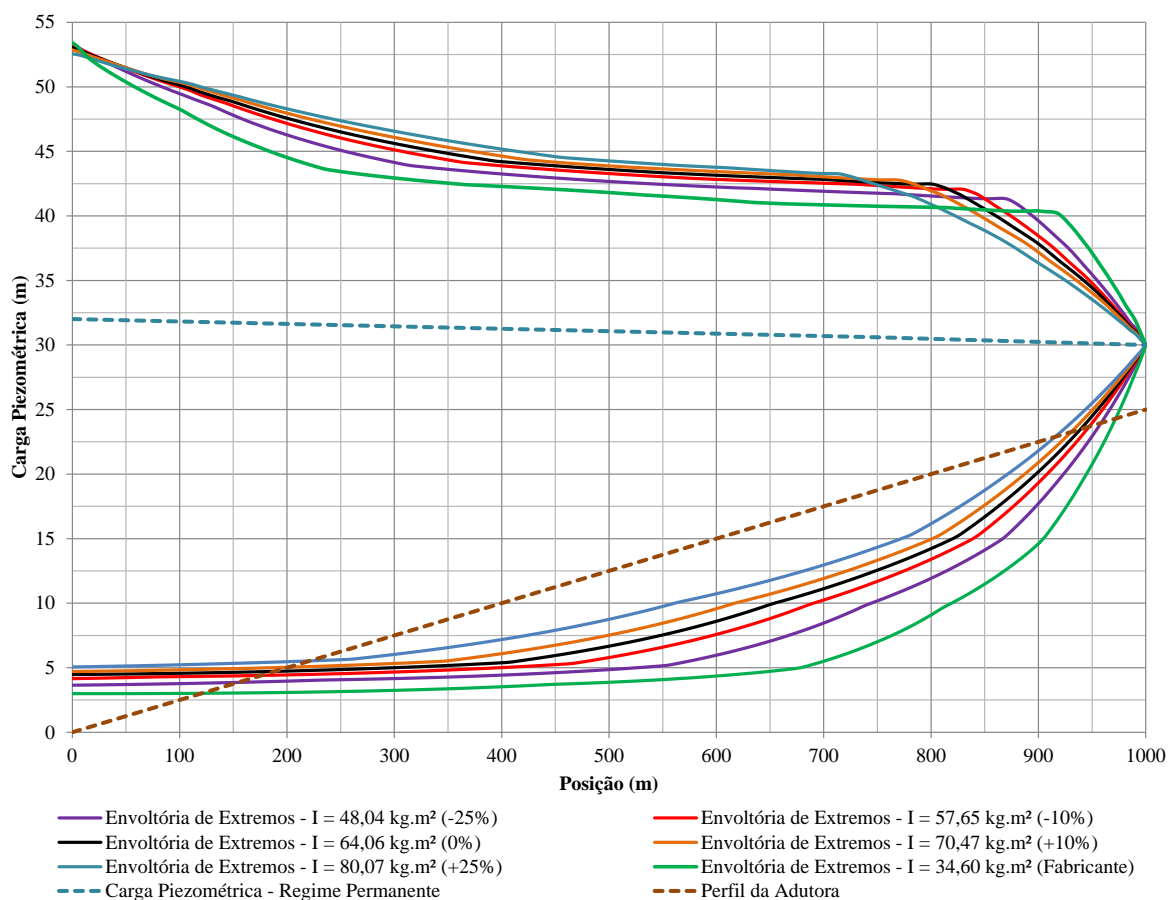


Figura 5.15. Resultados das simulações de análise de sensibilidade quanto ao momento de inércia do conjunto motor-bomba para o Sistema A com adutora em aço: Envoltórias de extremos de carga piezométrica ao longo da adutora

Observou-se um padrão bem definido para as envoltórias de extremos, sendo tanto mais graves os efeitos dos transientes para as pressões mínimas, e menos graves para as pressões máximas, quanto menores são os momentos de inércia dos conjuntos.

A partir da variação do momento de inércia do conjunto motor-bomba do Sistema A em 25% para mais e para menos, observou-se que as pressões máximas junto à elevatória são pouco sensíveis, variando de 53,3 mca a 52,5 mca.

As pressões mínimas junto à elevatória também variaram pouco, 1,4 mca apenas, o que representa 4% da AMT. Contudo, as pressões mínimas localizadas próximas a 75% do comprimento da adutora se mostraram bastante sensíveis, variando de -9,2 mca, para $I = 48,04 \text{ kg.m}^2$, até -4,5 mca para $I = 80,07 \text{ kg.m}^2$. Novamente, pressões negativas com magnitude, em módulo, superior a -8,0 mca não deverão ocorrer em sistemas hidráulicos, pois, com essa pressão haverá cavitação. No entanto, nas simulações aqui apresentadas a cavitação não foi considerada, pois, como este trabalho almeja obter resultados que possam

ser utilizados em outros sistemas similares, trabalhou-se prioritariamente com cargas piezométricas e não com pressões, as quais dependem do perfil da adutora.

Caso a cavitação fosse considerada, haveria uma descontinuidade no escoamento, gerando novas ondas de pressão a partir do ponto onde houve a quebra da coluna d'água em direção ao reservatório de jusante e em direção à estação de bombeamento. Estas ondas de pressão, somadas às ondas de pressões do transitório gerado pela parada brusca do bombeamento podem gerar pressão extremas além daquelas observadas na Figura 5.15.

Como o momento de inércia informado pelo fabricante Andritz é inferior aquele calculado através da equação de Thorley com redução de 25%, as subpressões obtidas ao considerar o valor do fabricante foram as mais extremas. Buscando justificar tal diferença, registra-se que a alta eficiência da bomba utilizada resulta um motor com menor potência, o que reduziria o momento de inércia. No entanto, a rotação dessa bomba (710 rpm) tem grande impacto no valor calculado do momento de inércia através da equação de Thorley (a qual depende da rotação e da potência do conjunto), resultando os grandes valores de momento de inércia utilizados nas simulações, bastante superiores aqueles utilizados nas etapas anteriores desse trabalho, onde foram utilizados os dados de outra bomba com 1.160 rpm.

Salienta-se com isso que ao utilizar a equação de Thorley para calcular o momento de inércia do conjunto motor-bomba, obtém-se um valor médio, ajustado com base em equipamentos específicos. Isso reforça a necessidade de verificar o sistema de bombeamento de posse dos dados dos equipamentos adquiridos.

As simulações realizadas para o Sistema B com diferentes valores de momento de inércia apresentaram um comportamento similar ao Sistema A, sendo tanto mais graves os efeitos dos transientes para as pressões mínimas, e menos graves para as pressões máximas, quanto menores são os momentos de inércia dos conjuntos, conforme observado na Figura 5.16.

As pressões máximas e mínimas junto à elevatória se mostraram pouco sensíveis para diferentes valores de momento de inércia, resultando variações de 8,3 mca para sobrepressão e 11,4 mca para subpressão, o que representa, respectivamente, 8% e 11% da AMT. Novamente, foram observadas pressões negativas de elevada magnitude na seção próxima a 75% do comprimento da adutora, bastante sensíveis ao valor do momento de inércia.

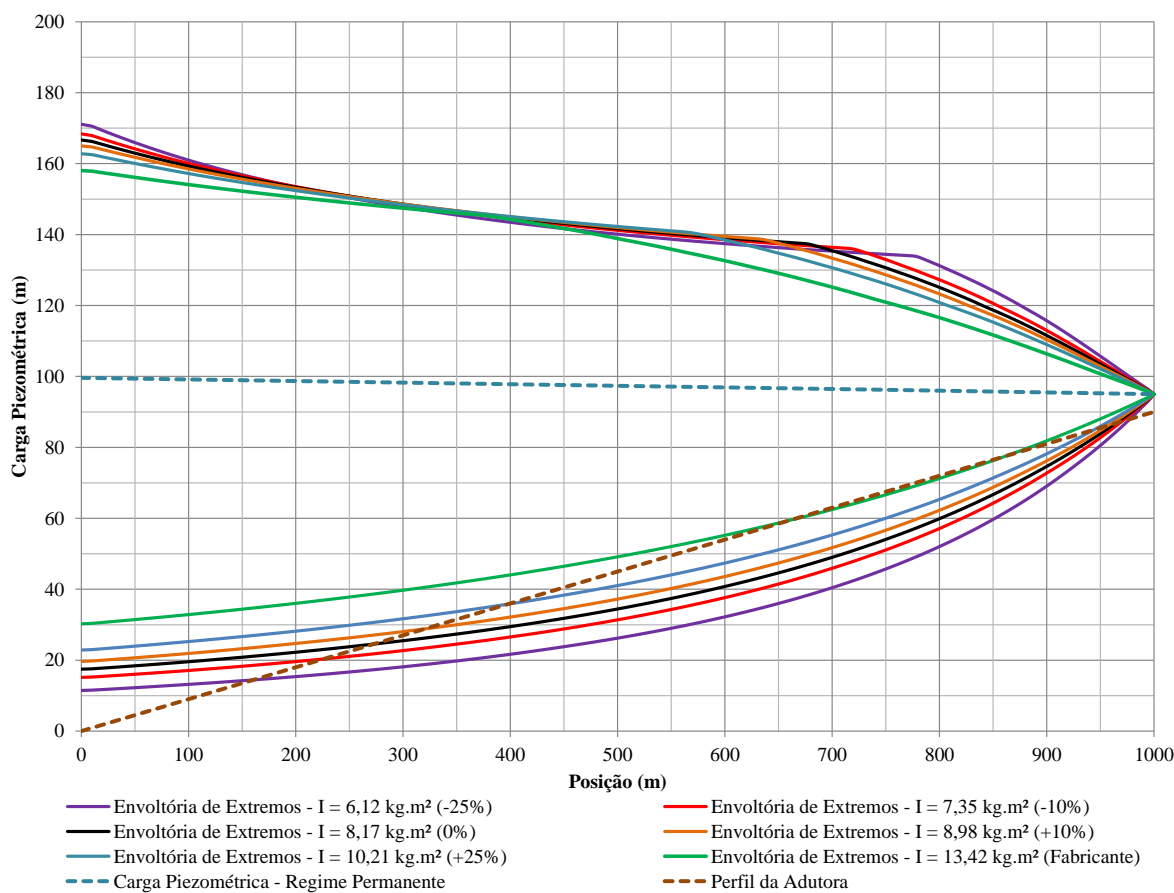


Figura 5.16. Resultados das simulações de análise de sensibilidade quanto ao momento de inércia do conjunto motor-bomba para o Sistema B com adutora em ferro fundido: Envoltórias de extremos de carga piezométrica ao longo da adutora

Diferente do que foi verificado para o Sistema A, o valor do momento de inércia informado pelo fabricante foi superior ao valor calculado através da Fórmula de Thorley, o que gerou resultados mais seguros.

Com base em apenas uma comparação entre valores calculados e fornecidos para o momento de inércia, não se pode concluir nada a respeito de o uso da Fórmula de Thorley estimar ou subestimar o valor real do momento de inércia. Mas, com base nos resultados obtidos, pode-se afirmar que o transiente hidráulico é, sim, sensível a este parâmetro, principalmente quanto às subpressões quando analisadas paradas bruscas em sistemas de bombeamento.

Assim, conclui-se que é importante verificar os transientes hidráulicos após a definição do conjunto motor-bomba que será instalado em uma determinada elevatória, pois, o momento de inércia do conjunto poderá diferir daquele considerado nos estudos e projetos.

5.6 ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS E SUA RELAÇÃO COM PARÂMETROS USUAIS UTILIZADOS EM ESTUDOS DE CIRCUITOS DE USINAS HIDRELÉTRICAS

Para as análises feitas considerando-se diferentes materiais de adutora, diferentes diâmetros e diferentes comprimentos de adutoras, foi realizado um total de 25 simulações diagnósticas diferentes (sistemas desprotegidos), sendo 12 para o Sistema A e 13 para o Sistema B.

Os resultados obtidos de sobrepressão e subpressão máximos para as seções em 0%, 50% e 75% de L (comprimento) foram tabelados no Quadro 5.8, na forma de um percentual em relação à carga piezométrica calculada para o regime permanente, considerando o eixo das bombas na elevação 0,0 m. Esses valores foram analisados com relação aos parâmetros apresentados em Eletrobrás (2000) para a verificação da necessidade de proteção contra transientes em circuitos de geração hidrelétrica. Estes parâmetros são o tempo de aceleração do escoamento t_h e a relação L/H , apresentados no item 3.1.2.2 desta dissertação.

Buscou-se, com isso, verificar a relação entre a oscilação de pressões calculadas nas simulações e os parâmetros calculados. De forma a adaptar tal metodologia aos sistemas de recalque aqui estudados, considerou-se L o comprimento da linha de recalque (m) e H a altura manométrica total (m)⁸. O tempo de aceleração do escoamento t_h foi calculado através da Equação (88).

$$t_h = \frac{V \times L}{g \times H} \quad (88)$$

Sendo t_h o tempo de aceleração do escoamento (s), V a velocidade de escoamento em regime permanente (m/s) e g a aceleração da gravidade (m/s²).

⁸ Ao longo desta dissertação a Altura Manométrica Total foi apresentada pela sigla AMT e a Carga Piezométrica como sendo H . No entanto, neste item apenas, a Altura Manométrica Total será apresentada como H , similar à nomenclatura utilizada por Eletrobrás (2000).

Quadro 5.8. Resumo dos resultados das simulações diagnósticas dos diversos sistemas estudados

MATERIAL	SISTEMA.	DIÂMETRO INTERNO (mm)	VELOCIDADE (m/s)	RUGOSIDADE ABSOLUTA (mm)	AMT (m)	COMPRIMENTO - L (m)	COEFICIENTE		L/H<5	th	SOBREPR. L=0%	SOBREPR. L=50%	SOBREPR. L=75%	SUBPR. L=0%	SUBPR. L=50%	SUBPR. L=75%
							DE PERDA DE CARGA "f"	CELERIDADE (m/s)								
AÇO	A	700,0	2,60	0,10	33,50	1000	0,0136	1027	29,85	7,91	45%	25%	23%	-100%	-92%	-67%
AÇO	A	800,0	1,99	0,10	29,73	1000	0,0134	991	33,64	6,83	60%	41%	25%	-89%	-73%	-52%
AÇO	A	900,0	1,57	0,10	27,96	1000	0,0133	958	35,76	5,74	68%	45%	41%	-84%	-67%	-51%
AÇO	A	1000,0	1,27	0,10	27,04	1000	0,0133	929	36,99	4,81	72%	57%	44%	-82%	-67%	-50%
AÇO	A	1100,0	1,05	0,10	26,53	1000	0,0133	902	37,69	4,05	72%	43%	37%	-82%	-65%	-48%
AÇO	A	900,0	1,57	0,10	26,28	100	0,0133	958	3,80	0,61	45%	32%	17%	-48%	-33%	-17%
AÇO	A	900,0	1,57	0,10	26,47	200	0,0133	958	7,56	1,21	57%	37%	23%	-61%	-39%	-24%
AÇO	A	900,0	1,57	0,10	27,03	500	0,0133	958	18,50	2,97	68%	48%	31%	-77%	-54%	-36%
AÇO	A	900,0	1,57	0,10	44,77	10000	0,0133	958	223,39	35,83	8%	26%	48%	-102%	-119%	-128%
PRFV	A	914,0	1,52	0,02	27,57	1000	0,0116	932	36,27	5,64	70%	39%	30%	-84%	-68%	-51%
FERRO FUNDIDO	A	925,4	1,49	0,12	27,71	1000	0,0136	1020	36,09	5,48	70%	47%	40%	-84%	-66%	-49%
PEAD	A	938,8	1,44	0,05	27,42	1000	0,0124	151	36,46	5,38	61%	64%	64%	-75%	-73%	-71%
FERRO FUNDIDO	B	314,6	2,57	0,12	109,32	1000	0,0166	1154	9,15	2,40	51%	30%	28%	-84%	-60%	-38%
FERRO FUNDIDO	B	366,2	1,90	0,12	99,18	1000	0,0163	1127	10,08	1,95	64%	51%	33%	-81%	-60%	-40%
FERRO FUNDIDO	B	416,4	1,47	0,12	95,02	1000	0,0161	1112	10,52	1,58	67%	48%	33%	-76%	-56%	-36%
FERRO FUNDIDO	B	518,0	0,95	0,12	91,94	1000	0,0158	1084	10,88	1,05	67%	36%	23%	-70%	-52%	-35%
FERRO FUNDIDO	B	619,6	0,66	0,12	91,03	1000	0,0157	1062	10,99	0,74	63%	43%	28%	-65%	-48%	-31%
FERRO FUNDIDO	B	416,4	1,47	0,12	91,20	100	0,0161	1112	1,10	0,16	34%	22%	14%	-35%	-23%	-14%
FERRO FUNDIDO	B	416,4	1,47	0,12	91,66	200	0,0161	1112	2,18	0,33	44%	29%	17%	-46%	-30%	-18%
FERRO FUNDIDO	B	416,4	1,47	0,12	92,97	500	0,0161	1112	5,38	0,81	60%	41%	24%	-65%	-44%	-25%
FERRO FUNDIDO	B	416,4	1,47	0,12	133,20	10000	0,0161	1112	75,07	11,25	27%	29%	36%	-97%	-100%	-92%
AÇO	B	400,0	1,59	0,10	95,92	1000	0,0157	1165	10,43	1,69	67%	52%	33%	-78%	-58%	-36%
PVC	B	394,6	1,64	0,02	95,50	1000	0,0134	409	10,47	1,75	60%	60%	48%	-73%	-69%	-53%
PRFV	B	400,0	1,59	0,02	95,18	1000	0,0134	1114	10,51	1,71	68%	53%	34%	-77%	-58%	-37%
PEAD	B	409,2	1,52	0,05	94,96	1000	0,0144	247	10,53	1,63	31%	32%	33%	-43%	-40%	-39%

Nos itens anteriores (5.2 e 5.4), pode-se observar que o PEAD apresenta resultados bastante diferentes daqueles dos outros materiais. Da mesma forma, quando analisado o transiente hidráulico para diferentes comprimentos de adutora, as simulações com comprimento igual a 10.000 m apresentaram resultados bastante diferentes dos demais. Assim, nas análises apresentadas nesse item, os resultados dessas simulações não foram considerados.

A Figura 5.17 apresenta a relação entre o parâmetro L/H e as sobrepressões e subpressões calculadas em forma percentual sobre a carga piezométrica para a seção da adutora junto à elevatória. Observa-se que, corroborando com a orientação de Eletrobrás (2000), para $L/H < 5$, as sobrepressões e subpressões máximas calculadas permanecem em um patamar bastante aceitável, da ordem de 40% a 50%, e inclusive se assemelham à sobrepressão considerada de 35% sobre a pressão em regime permanente.

Para as simulações executadas, poucos são os pontos que se enquadram neste critério, podendo este ser demasiadamente restritivo aos sistemas típicos de bombeamento. No entanto, ressalta-se que Eletrobrás (2000) trata o critério $L/H < 5$ como sendo apenas uma condição inicial para a instalação da chaminé, e não uma condição definitiva.

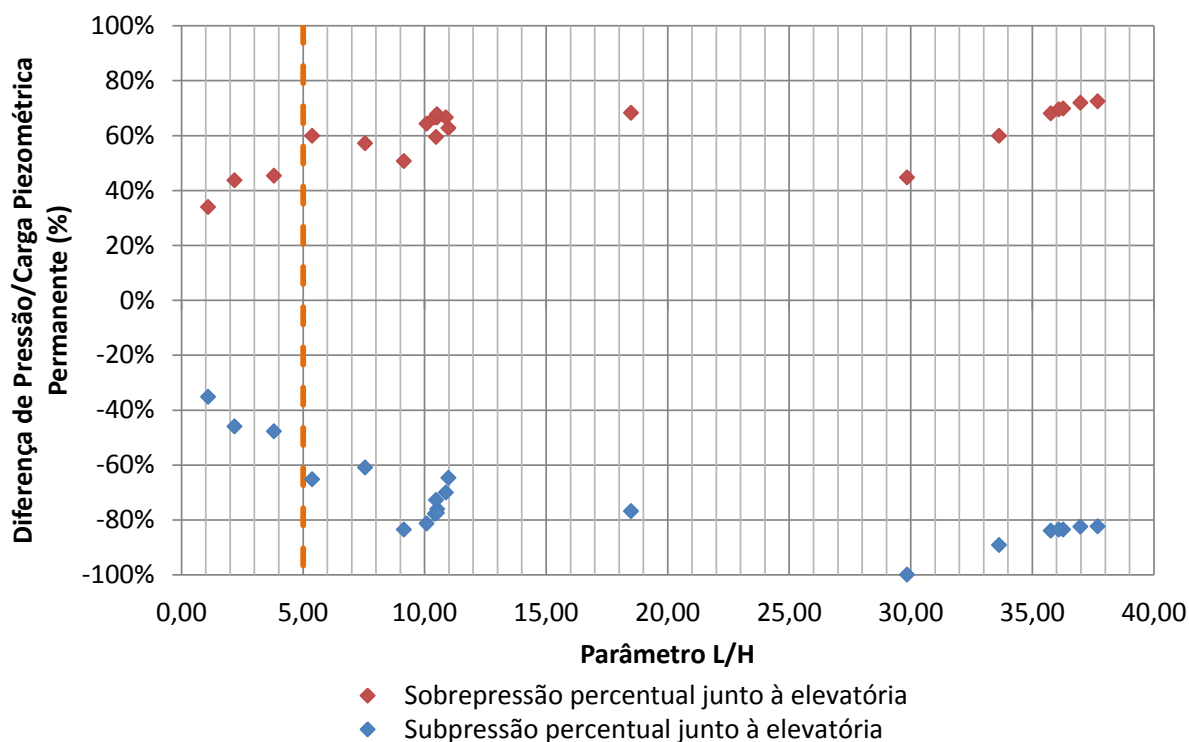


Figura 5.17. Relação entre o parâmetro L/H e as pressões extremas na seção da adutora junto à elevatória

Em relação às sobrepressões máximas, os valores observados ultrapassaram o recomendado pela Eletrobrás de 35% (variaram entre 34% e 68%) para parâmetros L/H entre 3,8 e 18,5, respectivamente. Dessa forma, conclui-se que o parâmetro L/H , quando maior do que 5, não deve ser um indicativo de que o sistema de recalque deverá ser obrigatoriamente protegido, pois, dependendo do perfil da adutora, alguns materiais poderão permitir tais pressões. Contudo, o sistema deverá ser analisado em virtude do material utilizado, já que uma sobrepressão da ordem de 70% poderá ser economicamente restritiva, conforme se verifica para os materiais PRFV, PVC e PEAD, que podem necessitar classes de pressão superiores àquela escolhida aplicando-se uma sobrepressão de 35%.

Em relação ao ferro fundido e ao aço, mesmo para uma classe de pressão K-7 ou para pequena espessura, respectivamente, as pressões admissíveis são razoavelmente altas para sistemas de recalque usuais e, dessa forma, a sobrepressão de 70% em relação à pressão em regime permanente poderá não ser economicamente restritiva em sistemas típicos.

A seguir são apresentadas três figuras com os valores de sobrepressão e subpressão em função do parâmetro th . Buscou-se ajustar equações que permitam calcular as pressões máximas junto à elevatória, na metade da adutora e em 75% do comprimento total da adutora em função deste parâmetro. Essas equações são utilizadas nos estudos de caso apresentados no Capítulo 6, adiante.

A Figura 5.18 apresenta a análise efetuada para a seção da adutora junto à elevatória. Nesta figura observa-se o comportamento das subpressões respeitando os limites impostos por Eletrobrás (2000) de $th = 3s$ e $th = 6s$. Para $th < 3s$, são observadas as menores subpressões, enquanto que entre 3s e 6s as subpressões percentuais são mantidas constantes e quando th supera 6 s, as subpressões aumentam a sua magnitude rapidamente. Tal comportamento também foi identificado na Figura 5.19 e na Figura 5.20.

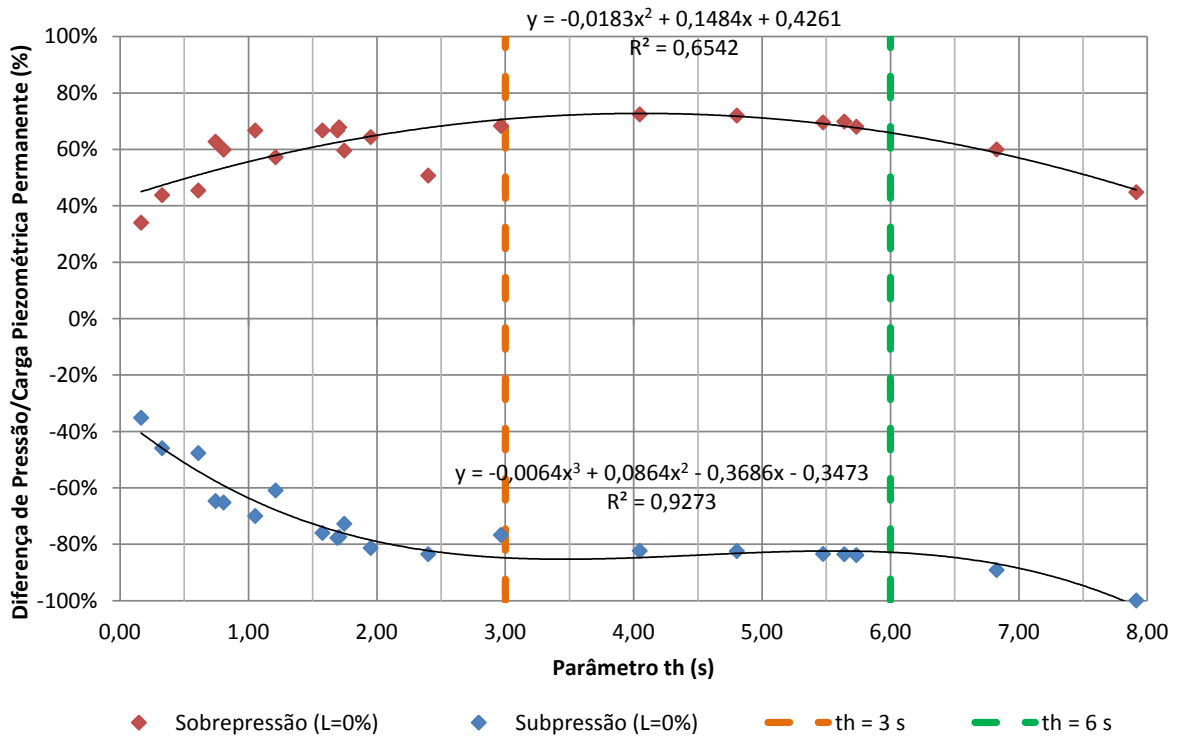


Figura 5.18. Relação entre pressões extremas e o parâmetro th na seção da adutora junto à elevatória (0% de L)

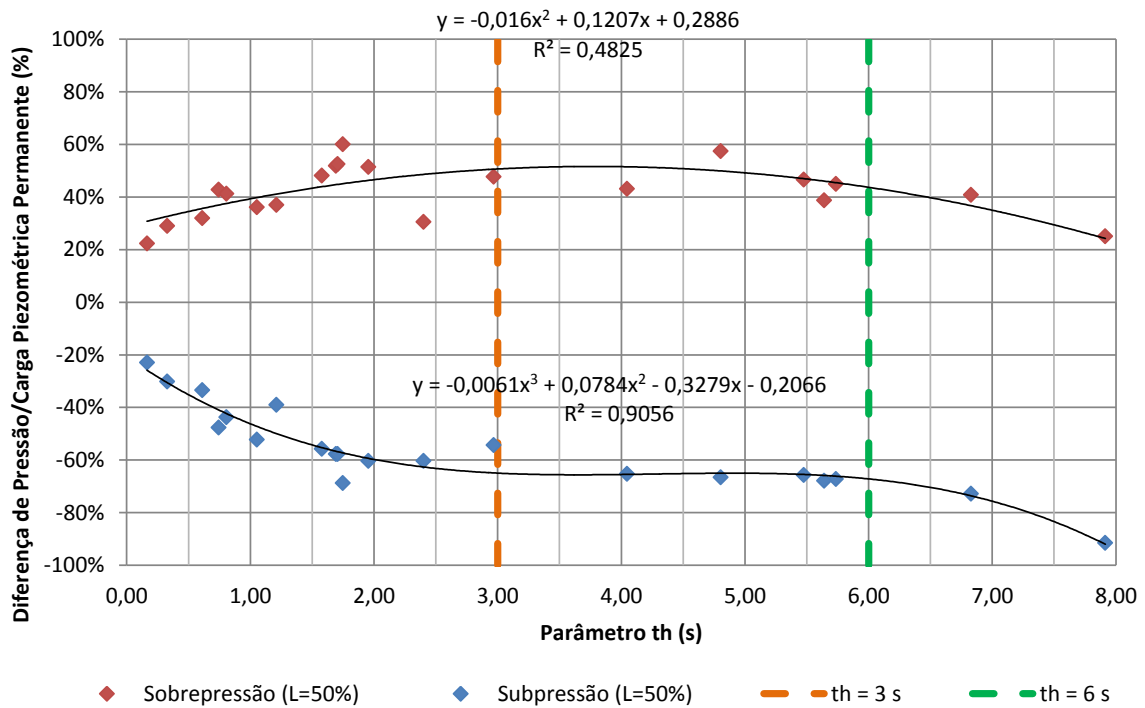


Figura 5.19. Relação entre pressões extremas e o parâmetro th na seção localizada no meio da adutora (50% de L)

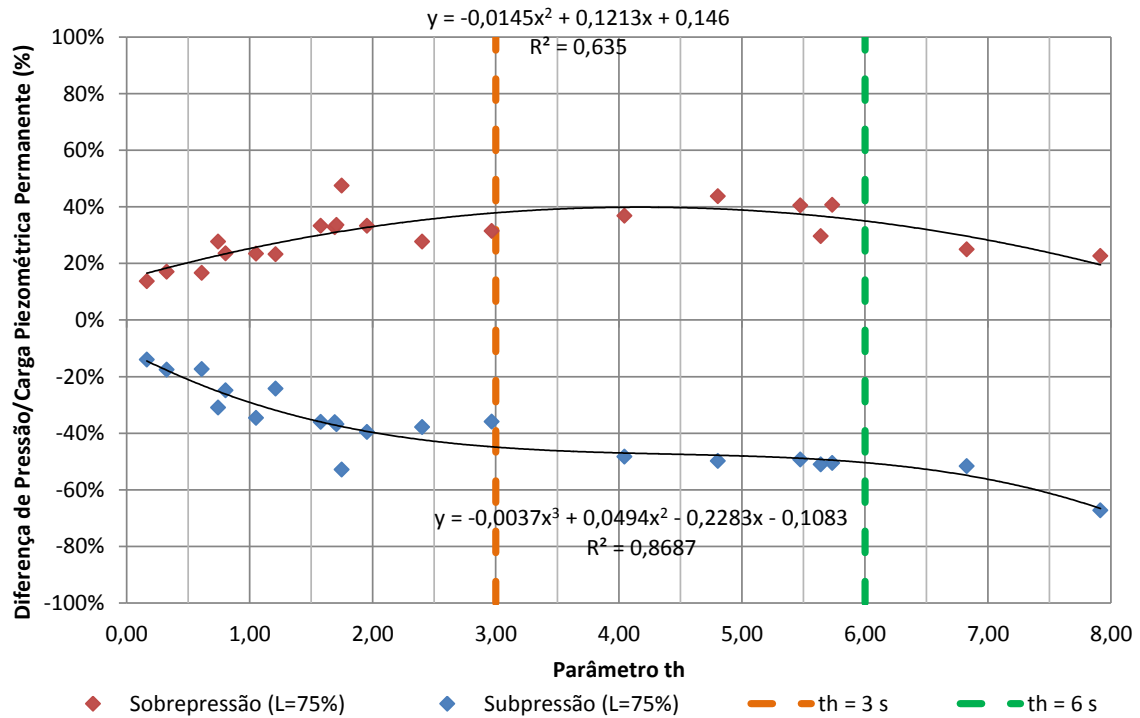


Figura 5.20. Relação entre pressões extremas e o parâmetro th na seção da adutora localizada em 75% do seu comprimento total (75% de L)

O comportamento das subpressões em sistemas de bombeamento se assemelha ao comportamento das sobrepessões nos circuitos de geração de energia hidrelétrica em virtude de a primeira onda de pressão em sistemas de recalque, que parte da elevatória em direção ao reservatório de jusante, ser a de subpressão, enquanto que a primeira onda de pressão em sistemas com turbinas, onde o transiente é gerado pelo fechamento do distribuidor da turbina, é a de sobrepessão e parte das turbinas em direção ao reservatório de montante. A partir disso, as ondas de pressão são amortecidas em ambos os sistemas, refletindo ondas de sobrepessão atenuadas para os sistemas de recalque e ondas de subpressão atenuadas em sistemas de hidrelétricas.

Por outro lado, o comportamento das sobrepessões tende a reduzir para maiores valores de th , pois, quando se tem maiores comprimentos de adutora ou maiores velocidades, o termo da equação da quantidade de movimento que considera a perda de carga passa a ter um peso significativo, amortecendo a onda de sobrepessão.

Em função dos valores calculados para o coeficiente de determinação (R^2), o uso das equações ajustadas para os valores percentuais de sobrepessão e subpressão é bastante sugestivo para se estimar a envoltória de extremos em estudos de concepção quando se possui apenas um cálculo do sistema em regime permanente, com o comprimento da adutora definido, a altura manométrica total e a velocidade de escoamento.

Ressalta-se, assim, a boa aplicabilidade, com restrições, dos parâmetros L/H e th , usualmente utilizados em sistemas hidráulicos de hidrelétricas, para estimar as envoltórias de cargas piezométricas devido aos transientes hidráulicos em sistemas de bombeamento. No entanto, o valor limite para o parâmetro L/H poderá ser maior do que 5 se o material da adutora permitir sobrepressões elevadas, sem a necessidade de se utilizar dispositivos de proteção.

Dessa forma, poder-se-á estimar a máxima e a mínima pressão junto à elevatória a partir da Figura 5.18 ou a partir das Equações (89) e (90) com base no tempo de aceleração do escoamento (parâmetro th). Para tanto, considera-se que o eixo das bombas está na elevação 0,0 m, calcula-se a AMT, que será a carga piezométrica nesta seção em regime permanente, e calcula-se o parâmetro th a partir da Equação (88).

$$H+ = -0,0183 \times th^2 + 0,1484 \times th + 0,4261 \quad (89)$$

$$H- = -0,0064 \times th^3 + 0,0864 \times th^2 - 0,3686 \times th - 0,3473 \quad (90)$$

Sendo $H +$ a sobrepressão e $H -$ a subpressão, as quais deverão ser utilizadas para estimar as cargas piezométricas máxima e mínima junto à elevatória. Os valores calculados deverão ser multiplicados pela carga piezométrica em regime permanente que ocorre na seção para calcular a sobrepressão e a subpressão em unidade de metros de culna d'água (mca). No caso da seção junto à elevatória, a carga piezométrica calculada é numericamente igual à pressão, já que se deverá considerar o eixo das bombas na elevação 0,0 m para o uso desta metodologia.

A aplicação destas equações pode substituir considerações como aquela feita no início da etapa de simulações diagnósticas, nessa dissertação, de que a sobrecarga referente aos transientes hidráulicos para a escolha da classe de pressão do conduto é igual a 35% da AMT.

Para estimar a máxima variação de carga piezométrica na metade do comprimento total da adutora, pode-se utilizar a Equação (91) e a Equação (92), para a sobrepressão e para a subpressão, respectivamente.

$$H_{+} = -0,0160 \times th^2 + 0,1207 \times th + 0,2886 \quad (91)$$

$$H_{-} = -0,0061 \times th^3 + 0,0784 \times th^2 - 0,3279 \times th - 0,2066 \quad (92)$$

Para estimar a máxima variação de carga piezométrica em 75% do comprimento total da adutora, pode-se utilizar a Equação (93) e a Equação (94), para a sobrepressão e para a subpressão, respectivamente. Assim, as envoltórias de extremos poderão ser definidas, simplificadamente, unindo-se os pontos calculados de carga piezométrica máxima e mínima junto à elevatória, na metade, em 75% do seu comprimento e ao final da adutora, onde a carga piezométrica é constante e igual à elevação de água no reservatório de jusante.

$$H_{+} = -0,0145 \times th^2 + 0,1213 \times th + 0,146 \quad (93)$$

$$H_{-} = -0,0037 \times th^3 + 0,0494 \times th^2 - 0,2283 \times th - 0,1083 \quad (94)$$

Com o objetivo de avaliar a metodologia proposta, com base nas equações ajustadas com o parâmetro th , apresenta-se na Figura 5.21 os resultados das simulações realizadas com o programa Allievi com as curvas ajustadas e com os valores máximos de pressão calculados através do Método de Mendiluce, exposto no item 3.1.3, para a seção da adutora junto à elevatória. De forma similar, a Figura 5.22 permite comparar os dois métodos em função do parâmetro L/H .

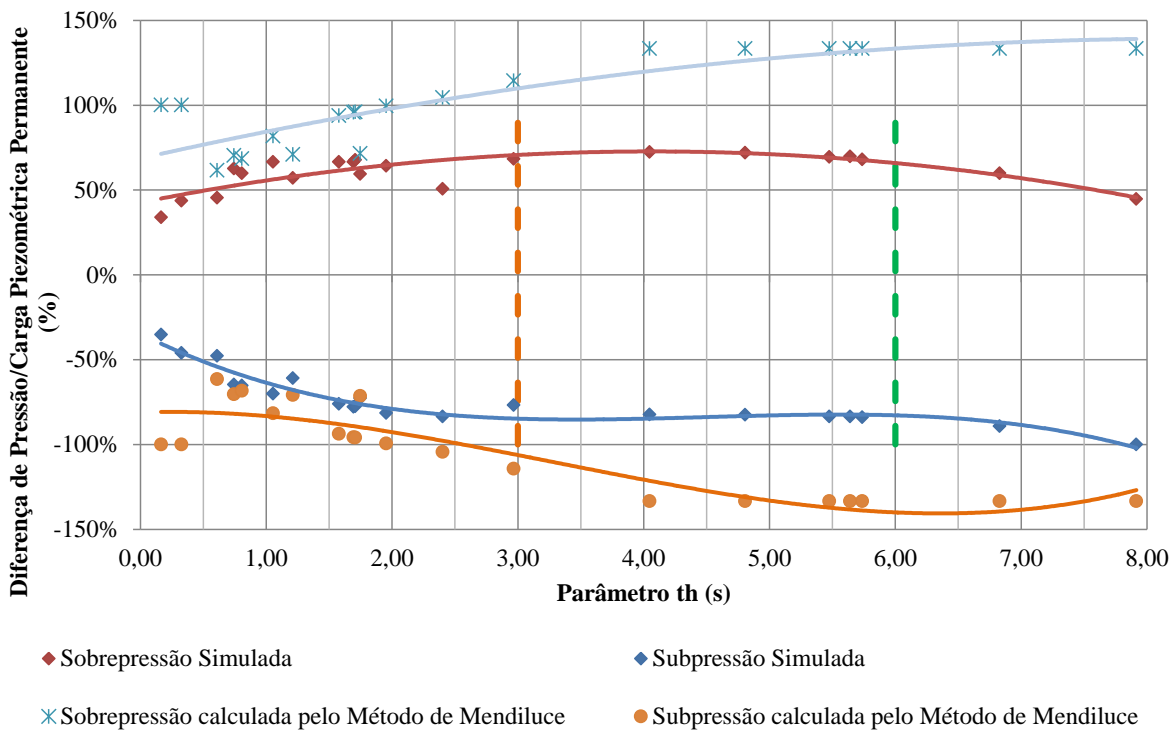


Figura 5.21. Relação entre as curvas ajustadas para o cálculo das pressões extremas em função do parâmetro th e estimativa de pressões extremas pelo Método de Mendiluce junto à elevatória

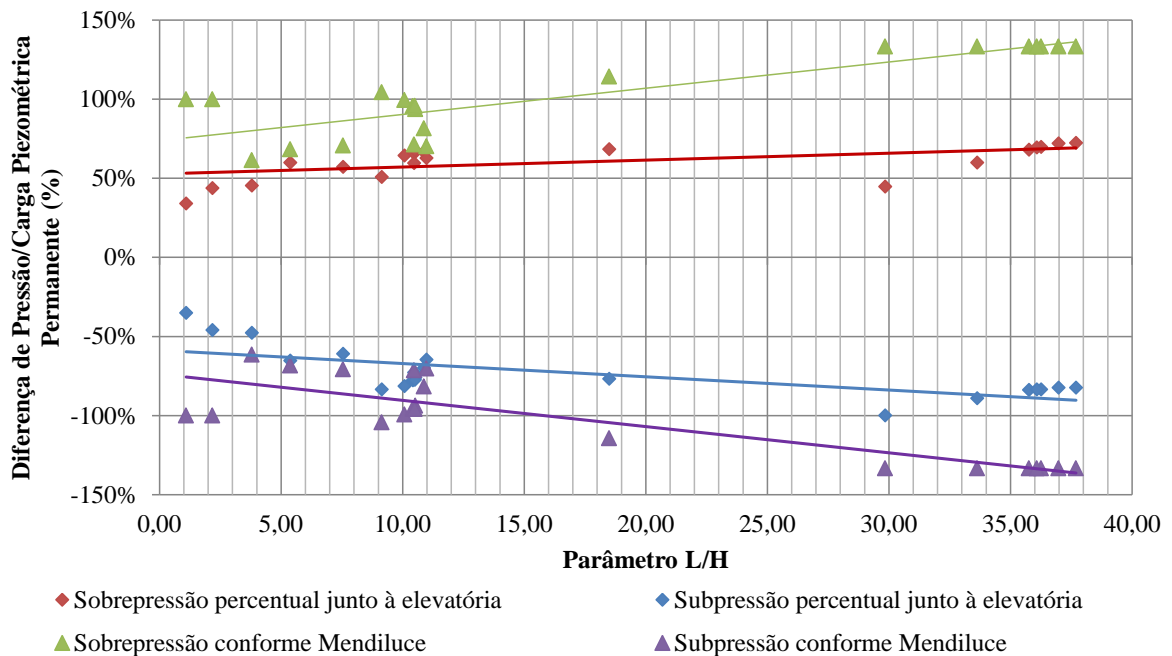


Figura 5.22. Relação entre as curvas ajustadas para o cálculo das pressões extremas em função do parâmetro L/H e estimativa de pressões extremas pelo Método de Mendiluce junto à elevatória

Observa-se que o método de Mendiluce fornece valores de máximos superiores e mínimos inferiores aos ajustados pelas Equações (89) e (90). A menor diferença identificada entre nos resultados ocorreu para valores de L/H entre 3 e 8 e para valores de th entre 0,5 e

3,0, sendo menores as diferenças observadas na envoltória de pressões mínimas do que na envoltória de pressões máximas.

Dessa forma, a aplicação do método de Mendiluce fornecerá condutos mais robustos (de maior espessura) do que a aplicação do método proposto, com base em curvas ajustadas em função do parâmetro th . A aplicação das curvas ajustadas, aqui apresentadas, possui a vantagem em relação ao método de Mendiluce de fornecer valores extremos de pressão (ou carga piezométrica) ao longo da adutora, e não apenas junto à elevatória.

Com o objetivo de estimar o erro esperado com a aplicação das equações ajustadas, calculou-se o erro médio quadrático (RMSE) das equações obtidas. A curva para estimativa das sobrepressões junto à elevatória, descrita pela Equação (89), possui um RMSE igual a 6,2%, e a curva para estimativa das subpressões junto à elevatória, descrita pela Equação (90), possui um RMSE igual a 4,1%.

Para a estimativa das pressões extremas na metade do comprimento da adutora, a equação ajustada para a estimativa das sobrepressões apresentou um RMSE igual a 7,2% e a equação ajustada para as subpressões apresentou um RMSE igual a 4,8%. Enfim, para a seção da adutora em 75% do comprimento da adutora, a equação ajustada para as sobrepressões apresentou um RMSE igual a 5,3% e a equação ajustada às subpressões apresentou um RMSE igual a 4,9%.

Esses valores de RMSE são erros esperados para as equações e podem ser aplicados na utilização destas equações como margem de segurança na estimativa das cargas piezométricas máximas e mínimas ao longo da adutora.

Deve-se atentar aos limites de aplicação destas equações (curvas ajustadas em função do parâmetros th), pois os dados utilizados para o seu ajuste consideraram condutos com comprimento máximo de 1.000 m, velocidades de escoamento entre 0,7 m/s e 2,6 m/s e AMT da ordem de 29 mca e 95 mca, devendo ser esses os limites de aplicação destas equações. Ainda, das 21 simulações utilizadas para a obtenção destas curvas, apenas uma considerou um material com comportamento das paredes plástico (PVC) e, dessa forma, sugere-se que estas equações sejam utilizadas apenas para condutos com materiais mais rígidos, como aço, ferro fundido ou PRFV.

6 ESTUDOS DE CASO – VERIFICAÇÃO SIMPLIFICADA DE TRANSIENTES HIDRÁULICOS NA ETAPA DE DIAGNÓSTICO

A seguir são apresentados dois estudos de casos fictícios, onde foram aplicadas as equações ajustadas para os valores percentuais de sobrepressão e subpressão das simulações executadas para esse trabalho. Adicionalmente, foi feita uma nova simulação no Allievi para cada um dos casos estudados com o objetivo de avaliar os resultados da metodologia empregada.

6.1 ESTAÇÃO ELEVATÓRIA DE ÁGUA BRUTA PARA ABASTECIMENTO URBANO

A empresa Y foi contratada para verificar, em um estudo de concepção, qual o comportamento do transiente hidráulico de um sistema de bombeamento de água bruta na cidade X. Este sistema é composto, basicamente, por uma estação elevatória, que capta água no rio R, e por uma adutora, em ferro fundido, que se estende por cerca de 800 m, aduz água até uma estação de tratamento de água (ETA), localizada no topo de um morro próximo ao local da captação.

Esta estação elevatória fictícia é responsável pelo fornecimento de uma vazão total de 300 L/s, durante 20 horas por dia. O nível de água no rio R varia pouco e, em média, está na elevação 248,0 m. Com uma bomba operativa e uma bomba reserva, esta estação elevatória deverá recalcar água através de uma tubulação em ferro fundido K-7, com diâmetro nominal DN700 mm até a elevação 302,0 m.

Pergunta-se: o sistema pretendido está seguro ou deverá ser previsto algum dispositivo de proteção contra transientes. O perfil da adutora está apresentado na Figura 6.1.

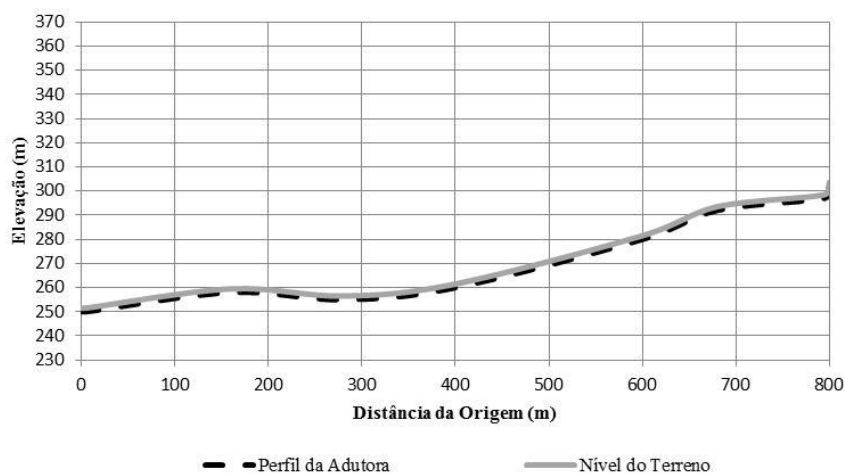


Figura 6.1. Perfil da Adutora Fictícia para o Estudo de Caso 01

Resolução:

O primeiro passo é definir o ponto de operação do sistema. A AMT deve ser calculada somando-se as perdas de carga ao desnível geométrico, considerando-se as vazões unitárias para as perdas internas à elevatória e a vazão total para as perdas na adutora.

O Quadro 6.1 apresenta o cálculo das perdas de carga. Como não se conhece detalhadamente o sistema, por ser um estudo de concepção, torna-se necessário fazer algumas suposições a respeito das peças que compõe o sistema. Como são pequenas, as perdas de carga distribuídas nas tubulações internas à elevatória foram desconsideradas. Adotou-se que o eixo das bombas está na elevação 250,00 m.

Quadro 6.1. Cálculo das Perdas de Carga – Estudo de Caso 01

DADOS GERAIS				
Vazão Total =	0,30 m ³ /s	NA montante =	248 m	
Vazão Unitária =	0,30 m ³ /s	NA jusante =	302 m	
		Desnível Geométrico =	54,00 m	
PERDAS INTERNAS À ELEVATÓRIA				
Tubulação de Sucção		Perda de Carga Singular		
		Singularidade	k	hp (m)
Material =	FoFo	Entrada na Tubulação	0,50	0,025
Diâmetro Nominal =	600 mm	Curva de 90°	0,40	0,020
Diâmetro Interno =	619,6 mm	Válvula Borboleta	0,24	0,012
Vazão =	0,3 m ³ /s	Total (m):	1,140	0,058
Velocidade =	0,99 m/s			
Tubulação de Recalque		Perda de Carga Singular		
		Singularidade	k	hp (m)
Material =	FoFo	Ampliação Concêntrica	0,44	0,045
Diâmetro Nominal =	500 mm	Válvula de Retenção	2,50	0,258
Diâmetro Interno =	518,0 mm	Válvula Borboleta	2,50	0,258
Vazão =	0,3 m ³ /s	Curva de 90°	0,40	0,041
Velocidade =	1,42 m/s	Tê com Saída Lateral	1,30	0,134
		Total (m):	5,840	0,604
PERDAS NA ADUTORA				
		Perda de Carga Singular		
Material =	FoFo	Singularidade	k	hp (m)
Diâmetro Nominal =	700 mm	Ampliação Concêntrica	0,44	0,012
Diâmetro Interno =	721,2 mm	Saída da Tubulação	1,00	0,103
Vazão =	0,30 m ³ /s	Total (m):	1,440	0,115
Velocidade =	0,73 m/s			
Rugosidade Absoluta =	0,12 mm			
Comprimento =	800 m			
PERDA DE CARGA TOTAL		Perda de Carga Distribuída		
		Número de Reynolds =	529634	
Hp =	1,24 m	Coefficiente de Perda de Carga (f) =	0,0151	
AMT =	55,24 m	Perda (Fórmula Universal) =	0,461 m	

Com isso, foram obtidas todas as variáveis necessárias para o cálculo dos parâmetros L/H e th , através da Equação (88). Para tanto, o comprimento da adutora é $L = 800$ m, a AMT é $H = 55,24$ m e a velocidade é $V = 0,73$ m/s.

Assim,

$$\frac{L}{H} = \frac{800m}{55,24m} = 14,5$$

$$t_h = \frac{V \times L}{g \times H} = \frac{0,73 \text{ m/s} \times 800 \text{ m}}{9,8 \text{ m/s}^2 \times 55,24 \text{ m}} = 1,08 \text{ s}$$

O parâmetro L/H indica, a princípio, a necessidade de proteger a adutora contra os efeitos de transientes, por ser superior a 5.

A partir das equações ajustadas para o cálculo das sobrepressões e subpressões junto à elevatória e em 50% e 75% do seu comprimento total, em função do parâmetro t_h , estimou-se a envoltória de extremos (Figura 6.2) conforme apresentado no Quadro 6.2.

Quadro 6.2. Cálculo da Envoltória de Extremos – Estudo de Caso 01

ENVOLTÓRIA DE EXTREMOS				
th = 1,09 s				
Seção junto à elevatória		Seção em 50% da Adutora		
Carga Piezométrica em Regime Permanente* =	53,24 m	Carga Piezométrica em Regime Permanente* =	52,62	m
Elevação =	250,00 m	Elevação =	260,00	m
Sobrepressão =	56,6%	Sobrepressão =	40,1%	
Carga Piez.* Máxima =	83,35 mca	Carga Piez.* Máxima =	73,71	mca
Carga Piezométrica Máxima =	333,35 m	Carga Piezométrica Máxima =	323,71	m
Subpressão =	-	Subpressão =	-47,8%	
	65,4%			
Carga Piez.* Mínima =	18,43 mca	Carga Piez.* Mínima =	27,47	mca
Carga Piezométrica Mínima =	268,43 m	Carga Piezométrica Mínima =	277,47	m
Seção em 75% da Adutora		Pressões Máximas e Mínimas		
Carga Piezométrica em Regime Permanente* =	52,93 m	Distância da Origem (m)	Pressão Máxima (mca)	Pressão Mínima (m)
Elevação =	280,00 m	0	83,43	18,43
Sobrepressão =	26,1%	400	63,71	17,47
Carga Piez.* Máxima =	66,72 mca	600	36,72	6,91
Carga Piezométrica Máxima =	316,72 m	800	0,00	0,00
Subpressão =	-			
	30,3%			
Carga Piez.* Mínima =	36,91 mca			
Carga Piezométrica Mínima =	286,91 m			

* Os valores de carga piezométrica marcados com '*' consideram o eixo das bombas na elevação 0,00 m.

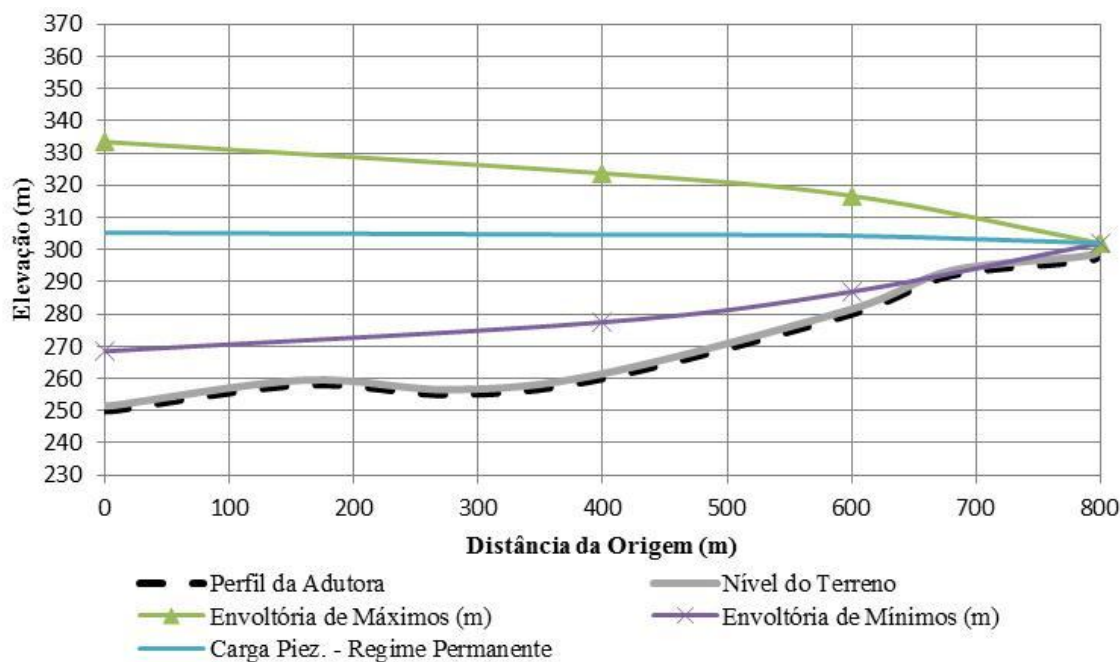


Figura 6.2. Envoltórias de Cargas Piezométricas Extremas calculadas com as equações ajustadas – Estudo de Caso 01

A partir da metodologia empregada, observa-se que há uma grande chance de haver pressões negativas a cerca de 700 m da elevatória, pois há um ponto alto nesse trecho. Em função da topografia do local, sugere-se estudar o uso de um TAU nesse ponto, pois, conforme já discutido (item 7.2), o TAU é um dispositivo recomendado para eliminar pressões negativas localizadas, como a que poderá ocorrer nesse trecho.

Em relação às pressões máximas, a maior pressão do sistema ocorre junto à elevatória, nesse caso. Calculou-se que a mesma será da ordem de 83 mca e, como o ferro fundido com flanges PN10 resiste até 120 mca, não deverá haver problemas quanto às sobrepressões.

Salienta-se que o emprego das equações ajustadas para o cálculo das sobrepressões e subpressões não objetiva eliminar a etapa de estudo de transitórios com simulações numéricas mais complexas, sendo a sua finalidade apenas proporcionar uma ideia da ordem de grandeza das pressões a que o sistema estará sujeito considerando-se transientes hidráulicos.

Como ferramenta de avaliação do método utilizado, a Figura 6.3 apresenta uma comparação entre a envoltória de extremos calculada e a envoltória de extremos simulada no programa Allievi. Para a simulação, considerou-se que cada bomba possui eficiência de 80% para o ponto de operação, acionamento por motor com potência de 350 CV e rotação igual a 1160 rpm (o momento de inércia foi calculado através da Fórmula de Thorley). A celeridade foi calculada como sendo 1.045 m/s.

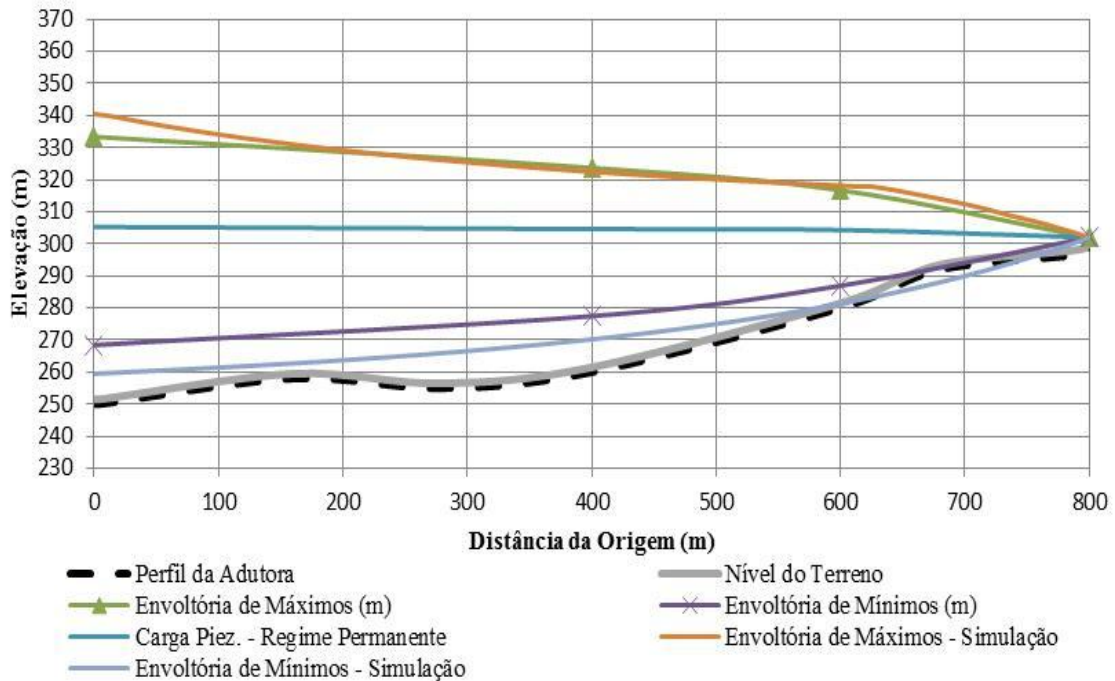


Figura 6.3. Envoltórias de Cargas Piezométricas Extremas calculadas com equações ajustadas em comparação com os resultados da simulação no programa Allievi – validação da metodologia – Estudo de Caso 01

O método utilizado para estimar os transitórios se mostrou eficiente em estimar as pressões máximas, sendo o maior erro aquele obtido junto à elevatória, onde foi estimada uma pressão máxima de 83,4 mca e a simulação indicou uma pressão igual a 90,5 mca (erro da ordem de 8%), que não representa necessidade de alteração de classe de pressão dos flanges.

Neste caso específico, as pressões mínimas resultantes da simulação no programa Allievi se mostraram bastante inferiores ao estimado com as equações ajustadas, com diferenças da ordem de 10 mca.

Salienta-se que o uso do TAU, imaginado ao observar o comportamento do transitório com base nas equações ajustadas (antes da simulação com o programa Allievi), segue sendo uma solução para eliminar a pressão negativa que realmente ocorreu ao final da adutora na simulação (-3,70 mca na posição 675 m). Contudo, como a adutora é em ferro fundido, não é necessário eliminar essa pressão negativa, pois esse material suporta pressões negativas dessa ordem. Assim, concluiu-se que o método utilizado para estimar o comportamento do transitório em um estudo de concepção se mostrou adequado, cumprindo o objetivo tornar disponível uma ferramenta de uso rápido para estudos de concepção.

6.2 ESTAÇÃO ELEVATÓRIA PARA PERÍMETRO IRRIGADO

A empresa J foi contratada para verificar, em um estudo de concepção, qual o comportamento do transiente hidráulico de um sistema de bombeamento de água bruta na cidade A. Este sistema é composto, basicamente, por uma estação elevatória, que capta água no reservatório da barragem B, e por uma adutora, em aço, que se estende por cerca de 360 m até o canal principal (CP-0) do sistema de condução de água.

Esta estação elevatória fictícia é responsável pelo fornecimento de uma vazão total de 1.200 L/s, durante 20 horas por dia. O nível de água no reservatório varia pouco e, em média, está na elevação 102,0 m. Com uma bomba operativa e uma reserva, esta estação elevatória deverá recalcar água através de uma tubulação em aço ASTM A-36, com espessura de 6,35 mm, com diâmetro interno igual a 1.000 mm até a elevação 120,0 m.

Pergunta-se se o sistema pretendido está seguro ou se deverá ser previsto algum dispositivo de proteção contra transientes. O perfil da adutora é praticamente linear e está apresentado na Figura 6.4.

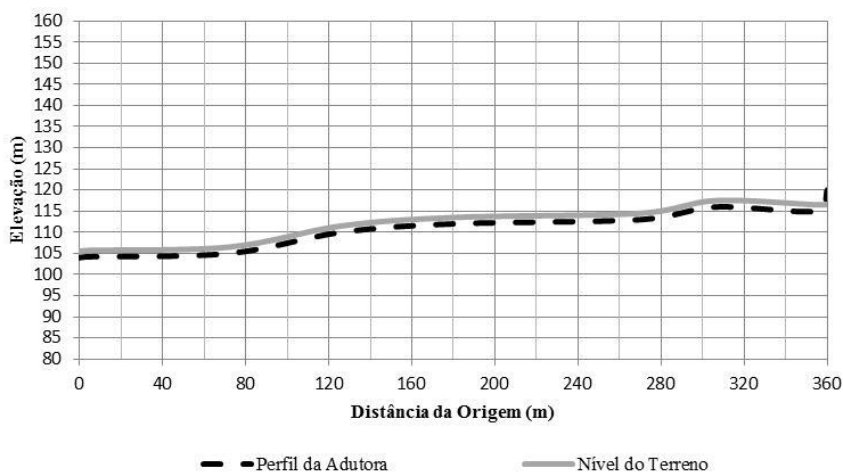


Figura 6.4. Perfil da Adutora Fictícia para o Estudo de Caso 02

Resolução:

Novamente, o primeiro passo é definir o ponto de operação do sistema. O Quadro 6.3 apresenta o cálculo das perdas de carga. Como são pequenas, as perdas de carga distribuídas nas tubulações internas à elevatória foram desconsideradas. Adotou-se que o eixo das bombas está na elevação 104,00 m.

Quadro 6.3. Cálculo das Perdas de Carga – Estudo de Caso 02

DADOS GERAIS			
Vazão Total =	1,60 m ³ /s	NA montante =	102 m
Vazão Unitária =	1,60 m ³ /s	NA jusante =	120 m
		Desnível Geométrico =	18,00 m
PERDAS INTERNAS À ELEVATÓRIA			
Tubulação de Sucção		Perda de Carga Singular	
		Singularidade	k
Material =	Aço	Entrada na Tubulação	0,50
Diâmetro Nominal =	1100 mm	Curva de 90°	0,40
Diâmetro Interno =	1100,0 mm	Válvula Borboleta	0,24
Vazão =	1,6 m ³ /s	Total (m):	1,140
Velocidade =	1,68 m/s		0,165
Tubulação de Recalque		Perda de Carga Singular	
		Singularidade	k
Material =	Aço	Ampliação Concêntrica	0,44
Diâmetro Nominal =	900 mm	Válvula de Retenção	2,50
Diâmetro Interno =	900,0 mm	Válvula Borboleta	2,50
Vazão =	1,6 m ³ /s	Curva de 90°	0,40
Velocidade =	2,52 m/s	Tê com Saída Lateral	1,30
		Total (m):	5,840
			1,885
PERDAS NA ADUTORA			
		Perda de Carga Singular	
Material =	Aço	Singularidade	k
Diâmetro Nominal =	1000 mm	Ampliação Concêntrica	0,44
Diâmetro Interno =	1000,0 mm	Saída da Tubulação	1,00
Vazão =	1,60 m ³ /s	Total (m):	1,440
Velocidade =	2,04 m/s		0,416
Rugosidade Absoluta =	0,1 mm		
Comprimento =	360 m		
PERDA DE CARGA TOTAL		Perda de Carga Distribuída	
		Número de Reynolds =	2037183
Hp =	3,45 m	Coefficiente de Perda de Carga (f) =	0,0129
AMT =	21,45 m	Perda (Fórmula Universal) =	0,980 m

Com isso, foram obtidas todas as variáveis necessárias para o cálculo dos parâmetros L/H e t_h . Para tanto, o comprimento da adutora é $L = 360 \text{ m}$, a AMT é $H = 21,45 \text{ m}$ e a velocidade é $V = 2,04 \text{ m/s}$.

Assim,

$$\frac{L}{H} = \frac{360 \text{ m}}{21,45 \text{ m}} = 16,8$$

$$t_h = \frac{V \times L}{g \times H} = \frac{2,04 \text{ m/s} \times 360 \text{ m}}{9,8 \text{ m/s}^2 \times 21,45 \text{ m}} = 3,49 \text{ s}$$

O parâmetro L/H indica, a princípio, a necessidade de proteger a adutora contra os efeitos de transientes, por ser superior a 5. A partir das equações ajustadas para o cálculo das

sobrepressões e subpressões, estimou-se a envoltória de extremos (Figura 6.5) conforme apresentado no Quadro 6.4.

Quadro 6.4. Cálculo da Envoltória de Extremos – Estudo de Caso 02

ENVOLTÓRIA DE EXTREMOS			
th = 3,49 s			
Seção junto à elevatória		Seção em 50% da Adutora	
Carga Piezométrica em Regime Permanente* =	19,45 m	Carga Piezométrica em Regime Permanente* =	17,72 m
Elevação =	104,00 m	Elevação =	112,00 m
Sobrepressão =	72,1%	Sobrepressão =	51,5%
Carga Piez.* Máxima =	33,47 mca	Carga Piez.* Máxima =	26,85 mca
Carga Piezométrica Máxima =	137,47 m	Carga Piezométrica Máxima =	130,85 m
Subpressão =	-85,3%	Subpressão =	-65,5%
Carga Piez.* Mínima =	2,85 mca	Carga Piez.* Mínima =	6,11 mca
Carga Piezométrica Mínima =	106,85 m	Carga Piezométrica Mínima =	110,11 m
Seção em 75% da Adutora		Pressões Máximas e Mínimas	
Carga Piezométrica em Regime Permanente* =	18,58 m	Distância da Origem (m)	Pressão Máxima (mca)
Elevação =	113,00 m		Pressão Mínima (m)
Sobrepressão =	39,3%	0	32,70
Carga Piez.* Máxima =	25,88 mca	180	18,85
Carga Piezométrica Máxima =	129,88 m	270	16,88
Subpressão =	-46,1%	360	0,00
Carga Piez.* Mínima =	10,02 mca		
Carga Piezométrica Mínima =	114,02 m		

* Os valores de carga piezométrica marcados com '*' consideram o eixo das bombas na elevação 0,00 m.

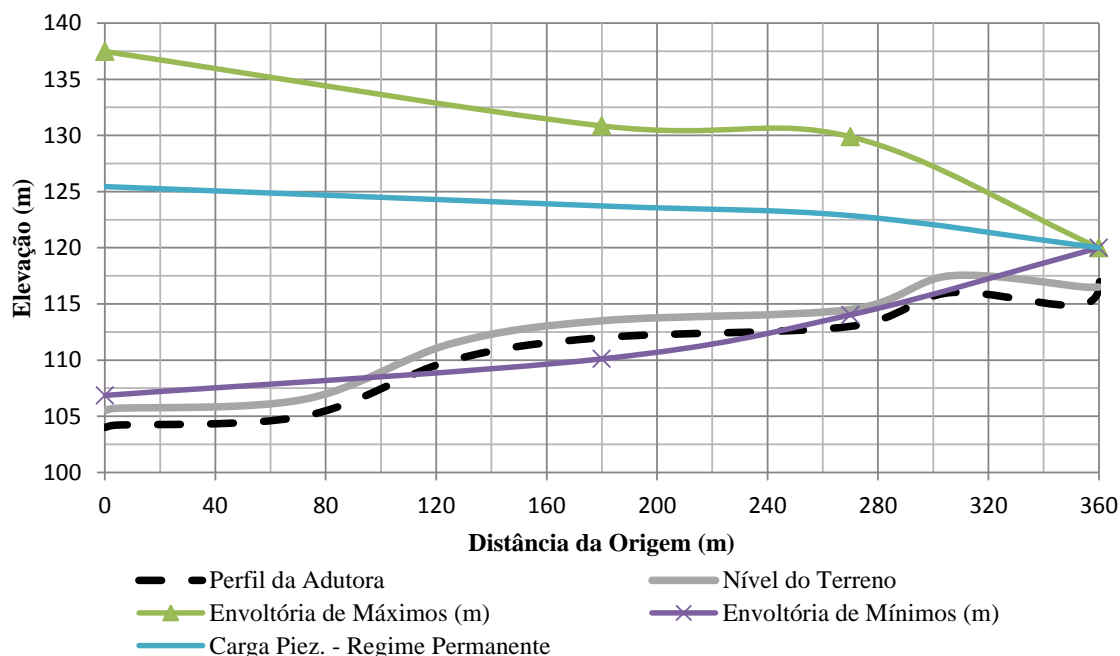


Figura 6.5. Envoltórias de Cargas Piezométricas Extremas calculadas com as equações ajustadas – Estudo de Caso 02

A partir da metodologia empregada, observa-se que há pressões negativas na adutora. Isso já é esperado para sistemas de grande vazão e pequeno desnível geométrico, conforme demonstrado nesse trabalho.

Calculou-se uma carga de colapso para esse tubo de aço como sendo -2,3 mca. Dessa forma, pressões negativas de pequena magnitude (da ordem de -2,0 mca) poderão ser prejudiciais ao conduto, sendo necessário prever um dispositivo de proteção ou aumentar a espessura da chapa de aço.

A pressão máxima no sistema é pequena para as características do tubo de aço e, assim, não haverá problemas com sobrepressões.

Um dispositivo de proteção interessante para esse caso seria uma chaminé de equilíbrio localizada próximo à elevatória. Com base na Figura 6.5, uma chaminé com altura da ordem de 20 m a partir do nível do terreno (com borda na elevação 135 m) e distante entre 10 e 30 m da elevatória deverá ser suficiente para eliminar as pressões negativas do sistema e reduzir as pressões máximas, de forma a otimizar a altura do dispositivo. Em um estudo mais detalhado, a localização da chaminé poderá ser otimizada, reduzindo as suas dimensões físicas, caso não haja limitação de espaço para a sua instalação.

Enfim, não se pode afirmar que o sistema está seguro. Com base na análise simplificada realizada, sugere-se a instalação de uma chaminé de equilíbrio próximo à elevatória.

Como ferramenta de avaliação do método utilizado, a Figura 6.6 apresenta uma comparação entre a envoltória de extremos calculada e a envoltória de extremos simulada no Allievi. Para a simulação, considerou-se que cada bomba possui eficiência de 80% para o ponto de operação, acionamento por motor com potência de 700 CV e rotação igual a 1160 rpm (o momento de inércia foi calculado através da Fórmula de Thorley). A celeridade foi calculada como sendo 929 m/s.

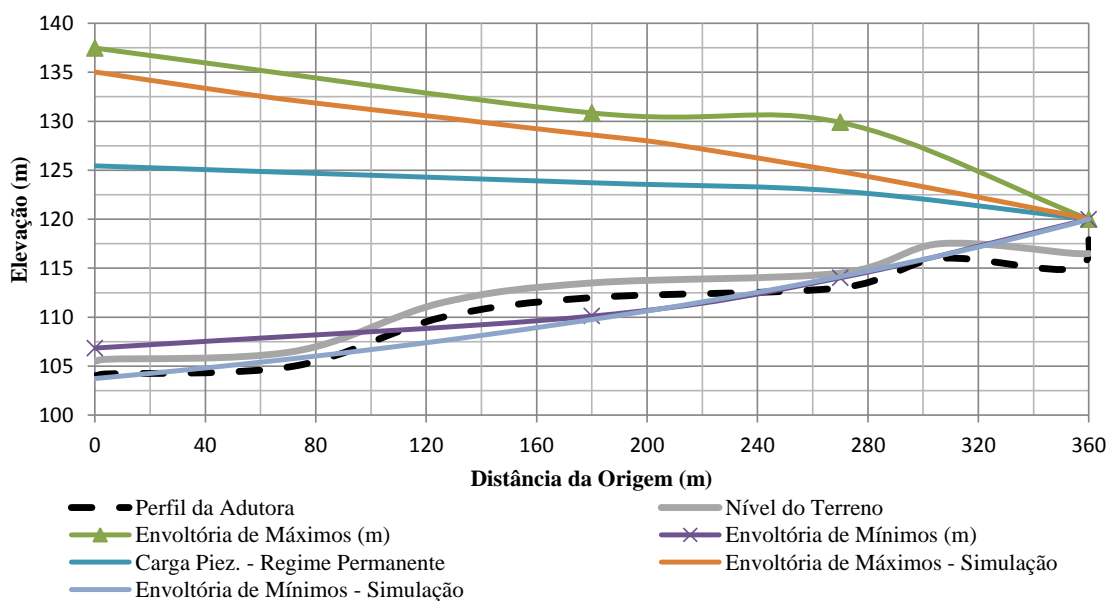


Figura 6.6. Envoltórias de Cargas Piezométricas Extremas calculadas com equações ajustadas em comparação com os resultados da simulação no programa Allievi – validação da metodologia – Estudo de Caso 02

O método utilizado para estimar os transitórios se mostrou menos eficiente em estimar as pressões máximas neste estudo de caso em comparação ao estudo de caso 01. Neste caso, o maior erro observado na metodologia adotada a partir das curvas ajustadas ocorreu próximo a 75% do comprimento total da adutora, onde foi estimada uma pressão máxima de 16,9 mca e a simulação indicou uma pressão igual a 12,0 mca (erro da ordem de 30%). No entanto, neste caso específico, as pressões negativas se ajustaram muito bem a partir da segunda metade da adutora, tendo sido subestimadas as pressões negativas junto à elevatória (houve uma diferença de 3,1 mca).

Enfim, com base nesse segundo estudo de caso, reforça-se que o método aplicado apresenta potencial para estimar o comportamento do transitório em um estudo de concepção. Nesse segundo estudo de caso, a metodologia se ajustou melhor à envoltória de mínimos, enquanto que no primeiro estudo de caso se ajustou melhor à envoltória de máximo, indicando que, de modo geral, é capaz, sim, de demonstrar um comportamento médio dos sistemas de bombeamento.

Registra-se que o parâmetro de ajuste dessa metodologia, o tempo de aceleração do escoamento (th), possui base física e já é utilizado há muitos anos em estudos de hidrelétricas. Assim, este parâmetro demonstrou ter potencial para aplicações em sistemas de bombeamento, muito em função da sua simplicidade.

7 RESULTADOS E DISCUSSÕES A RESPEITO DAS SIMULAÇÕES DE DIMENSIONAMENTO (SISTEMAS PROTEGIDOS)

Com base nos resultados apresentados no capítulo anterior, apenas as tubulações em ferro fundido apresentaram segurança para ambos os sistemas desprotegidos. Os tubos em aço apresentaram grande resistência às sobrepensões, contudo, conforme observado no caso do sistema A com velocidade igual a 1,5 m/s, para grandes diâmetros, a pressão de colapso admitida decresce rapidamente para uma mesma espessura de chapa, e, assim, poderá ser necessário proteger o sistema reduzindo-se os efeitos dos transientes hidráulicos, aumentando-se a espessura da chapa ou prevendo-se anéis de reforço.

A seguir são apresentadas possibilidades de proteção para os sistemas simulados, para os diferentes materiais, considerando-se a velocidade em regime permanente aproximada de 1,5 m/s. Todas as adutoras nessa análise possuem 1.000 m de comprimento.

7.1 PROTEÇÃO DO SISTEMA A

Nesta etapa de dimensionamento dos dispositivos de proteção, o sistema A foi protegido com os dispositivos TAU, RHO e chaminé de equilíbrio. O Quadro 7.1 apresenta a redução da envoltória de extremos deste sistema protegido quando comparado com a simulação na etapa de diagnóstico.

O sistema A com tubulação em ferro fundido, apesar de ter sido diagnosticado como seguro para uma velocidade em regime permanente igual a 1,5 m/s e comprimento de adutora igual a 1.000 m, foi protegido de forma a possibilitar a eliminação de pressões negativas na adutora. Essa necessidade pode ocorrer em alguns sistemas, onde são citados, por exemplo, sistemas de recalque de água tratada, onde a ocorrência de pressões negativas poderá alterar quimicamente a água devido aos produtos do tratamento, e sistemas de recalque com tubulações em ferro fundido bastante velhas, onde a ocorrência de pressões negativas poderá resultar no arrancamento do revestimento interno da tubulação.

O pré-dimensionamento do RHO, do TAU e da chaminé de equilíbrio foi feito, para todos os casos simulados, com base nas equações apresentadas nos itens 3.1.2.3, 3.1.2.1 e 3.1.2.2, respectivamente. A configuração final adotada para cada dispositivo de proteção está apresentada no Anexo VI ao final deste trabalho.

Quadro 7.1. Resumo dos resultados das simulações de dimensionamento dos dispositivos de proteção para o Sistema A

MATERIAL	PROTEÇÃO	DIÂMETRO NOMINAL (mm)	PRESSÃO MÁXIMA – DIAGNÓSTICO (mca)	PRESSÃO MÍNIMA – DIAGNÓSTICO (mca)	PRESSÃO MÁXIMA – PROTEGIDO (mca)	PRESSÃO MÍNIMA – PROTEGIDO (mca)	PRESSÃO MÁXIMA ADMISSÍVEL (mca)	PRESSÃO MÍNIMA ADMISSÍVEL (mca)
AÇO	TAU	900,0	53,77	-3,62	53,73	-0,30	123,64	-3,10
	RHO				58,78	3,36		
	CHAMINÉ				34,37	4,12		
PRFV	TAU	900,0	53,57	-3,75	53,61	-0,25	73,92	-3,00
	RHO				66,42	3,57		
	CHAMINÉ				33,77	4,27		
FERRO FUNDIDO	TAU	900,0	53,83	-3,27	53,69	-0,45	122,28	-8,00
	RHO				65,24	3,46		
	CHAMINÉ				34,02	3,87		
PEAD	TAU	1000,0	51,11	-9,98	50,86	-4,25	60,00	-8,00
	RHO				58,57	-1,23		
	CHAMINÉ				32,43	4,41		

Para a proteção com o RHO, o dispositivo foi posicionado 10 m distante da estação elevatória, de forma a possibilitar que o dispositivo seja instalado dentro do terreno da elevatória, evitando-se gastos com compra de área para a sua instalação em diferentes pontos ao longo da adutora. O Quadro 7.2 apresenta as características necessárias aos RHOs para as adutoras com diferentes materiais.

Quadro 7.2. Características dos Reservatórios Hidropneumáticos nos sistemas protegidos (A) – Etapa de Dimensionamento

MATERIAL	PRESSÃO MÁXIMA (mca)	PRESSÃO MÍNIMA (mca)	PRESSÃO MÁXIMA. ADMISSÍVEL (mca)	PRESSÃO MÍNIMA ADMISSÍVEL (mca)	VOLUME DO RHO (m ³)	PRESSÃO DE INCHADO – VALOR ABSOLUTO (mca)	PRESSÃO EFETIVA MÁXIMA NO RHO (mca)
AÇO	58,78	3,36	123,64	-3,10	20,00	9,97	56,58
PRFV	66,42	3,57	73,92	-3,00	18,00	6,42	64,30
FERRO FUNDIDO	65,24	3,46	122,28	-8,00	18,00	6,42	62,90
PEAD	58,57	-1,23	60,00	-8,00	10,00	7,26	56,84

O RHO foi capaz de proteger todos os dispositivos quanto às pressões máximas e mínimas admissíveis, pois foi possível elevar as pressões mínimas e, inclusive, eliminar as pressões negativas. Quanto à adutora em ferro fundido, mesmo que não fosse necessário protege-la em função de a envoltória de máximos encontrar-se dentro dos limites estabelecidos pelas pressões admissíveis, o RHO possibilitou eliminar as pressões negativas de qualquer ordem.

Em alguns casos houve um aumento nas pressões máximas, mas, foram respeitadas as pressões admissíveis pelos tubos. Essa elevação das pressões máximas pode ser alterada a partir da consideração de maior ou menor volume inicial de ar no sistema ou alteração da pressão de inchado (apresentada no item 3.1.2.3) quando se tem o perfil da adutora bem definido e, portanto, se tem as pressões mínimas no sistema.

Os volumes calculados para os RHOs mostraram-se suficientes para a operação segura do sistema. No entanto, ressalta-se que em um sistema real, o ideal é que sejam utilizados dois reservatórios hidropneumáticos de igual volume. Isso traz mais segurança ao sistema e possibilita a sua operação, mesmo que com menor capacidade, durante eventos de manutenção de um dos RHOs.

Para a proteção com o TAU, o dispositivo foi posicionado 750 m distante da estação elevatória, sendo este o local onde se verificaram as pressões negativas de maior magnitude

em todas as simulações onde as mesmas foram observadas. O Quadro 7.3 apresenta as características necessárias aos TAUs para as adutoras com diferentes materiais.

Quadro 7.3. Características dos Tanques de Alimentação Unidirecionais nos sistemas protegidos (A) – Etapa de Dimensionamento

MATERIAL	PRESSÃO MÁXIMA (mca)	PRESSÃO MÍNIMA (mca)	PRESSÃO MÁXIMA. ADMISSÍVEL (mca)	PRESSÃO MÍNIMA ADMISSÍVEL (mca)	VOLUME DO TAU (m ³)	REDUÇÃO DO NÍVEL DE ÁGUA (m)	DIÂMETRO DO RAMAL DE CONEXÃO (mm)
AÇO	53,73	-0,30	123,64	-3,10	4,65	0,07	600
PRFV	53,61	-0,25	73,92	-3,00	4,65	0,08	600
FERRO FUNDIDO	53,69	-0,45	122,28	-8,00	4,65	0,04	600
PEAD	50,86	-4,25	60,00	-8,00	13,92	0,96	600

O TAU permitiu reduzir, em módulo, as pressões negativas em todos os casos, levando-as a patamares seguros. Conforme já esperado, não houve redução significativa nas pressões máximas identificadas no sistema na etapa de diagnóstico.

Os volumes calculados para os TAUs são suficientes para a operação segura do sistema. Após o evento transitório simulado, os TAUs apresentaram reduções de nível de água bem baixas (cerca de 2% da altura total do dispositivo), com exceção do PEAD, permitindo que haja eventos transitórios consecutivos sem que a segurança do sistema seja comprometida. No entanto, ressalta-se que em um sistema real, da mesma forma que para o RHO, o ideal é que sejam utilizados dois TAUs de igual volume, sendo este a metade do volume calculado, e com nível de água igual ao calculado aqui. Isso traz mais segurança ao sistema e possibilita a sua operação, mesmo que com menor capacidade, durante eventos de manutenção em um dos TAUs.

Para a proteção com Chaminé de Equilíbrio, a mesma foi posicionada 10 m distante da estação elevatória. Em um estudo prático, onde se tem o perfil da adutora, a posição da chaminé deverá ser estudada buscando-se otimizar as suas dimensões, de forma que quanto mais afastada da elevatória estiver a chaminé, para uma adutora com perfil ascendente quase linear como a aqui estudada, menor será a chaminé necessária. No entanto, quanto mais afastada da elevatória, maior será a envoltória de extremos no trecho desprotegido, necessitando verificação.

Como não se buscou otimizar as dimensões das chaminés, nestas simulações a mesma foi inserida em posição igual à do RHO. O Quadro 7.4 apresenta as características necessárias às chaminés de equilíbrio para as adutoras com diferentes materiais.

Quadro 7.4. Características das Chaminés de Equilíbrio nos sistemas protegidos (A) – Etapa de Dimensionamento

MATERIAL	PRESSÃO MÁXIMA (mca)	PRESSÃO MÍNIMA (mca)	PRESSÃO MÁXIMA. ADMISSÍVEL (mca)	PRESSÃO MÍNIMA ADMISSÍVEL (mca)	ALTURA DA CHAMINÉ (m)	LÂMINA MÁXIMA PARADA DO SISTEMA (m)	LÂMINA MÁXIMA PARTIDA DO SISTEMA (m)
AÇO	34,37	4,12	123,64	-3,10	34,76	31,74	33,76
PRFV	33,77	4,27	73,92	-3,00	34,61	31,77	33,61
FERRO FUNDIDO	34,02	3,87	122,28	-8,00	34,57	31,65	33,57
PEAD	32,43	4,41	60,00	-8,00	34,45	31,75	33,45

A chaminé de equilíbrio foi o dispositivo que mais impactou na redução das pressões máximas e elevação das pressões mínimas. Por mais que se tenha estabelecido que nesse trabalho seriam analisados apenas os transientes gerados pela parada brusca do sistema, para o dimensionamento da chaminé de equilíbrio é necessário analisar também o transiente gerado pela partida do sistema, principalmente quando há apenas um conjunto motor-bomba por chaminé. Essa operação proporciona lâminas máximas de água na chaminé muitas vezes não observadas quando analisada apenas a parada brusca do sistema.

Considerou-se, portanto, que os motores são dotados de equipamentos *soft-starter* com partida em 20 segundos. A altura da chaminé de equilíbrio deverá ser, portanto, aquela que permite a elevação do nível de água até o máximo calculado, com uma borda livre adicional de 1,0 m.

Com base nos resultados obtidos, concluiu-se que a metodologia de pré-dimensionamento adotada se mostrou bastante eficaz quando considerada apenas a parada das bombas. No entanto, ao considerar também a partida das bombas, a altura necessária teve um aumento da ordem de 2,0 m.

Assim, considerando-se apenas aspectos técnicos hidráulicos, para sistemas similares ao Sistema A, o dispositivo de proteção mais eficiente é a chaminé de equilíbrio, pois traz resultados tanto para as pressões máximas quanto para as mínimas, conforme se observa na Figura 7.1, onde estão apresentadas as envoltórias de extremos para o Sistema A com adutora em aço para os três dispositivos de proteção analisados.

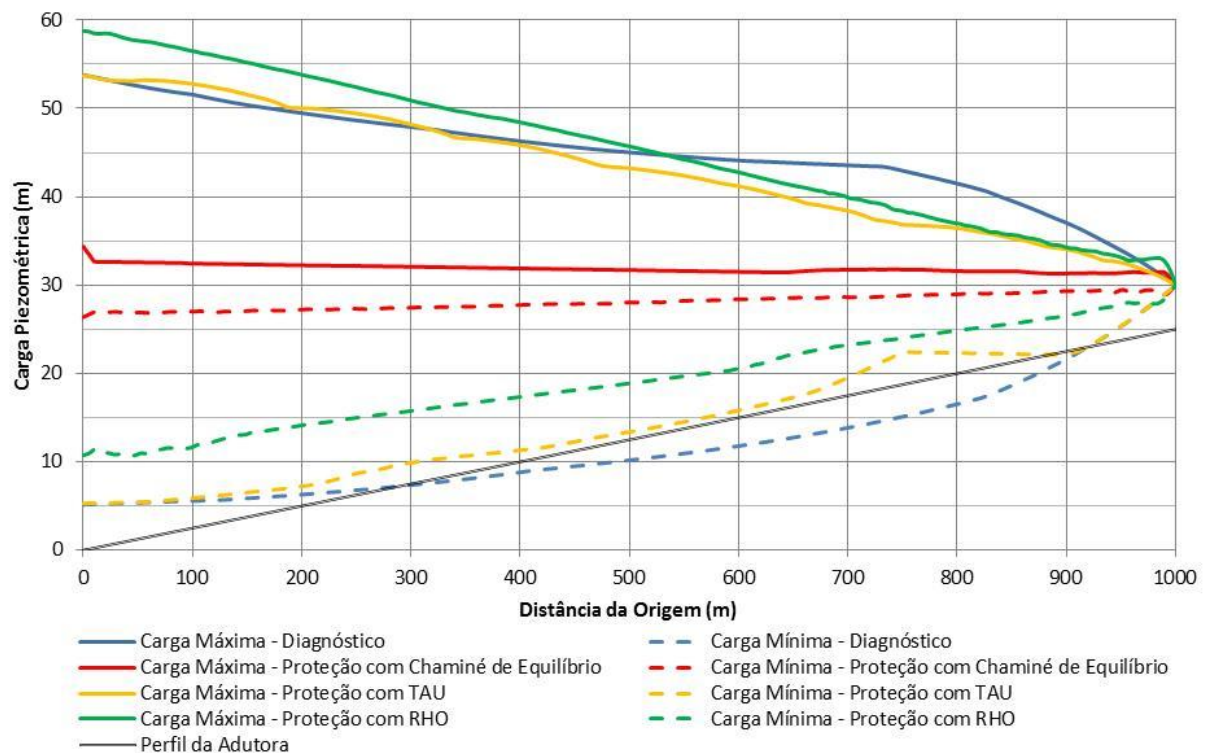


Figura 7.1. Resultados para as simulações em regime transiente do Sistema A com adutora em aço protegida com Chaminé de Equilíbrio, TAU e RHO: Envoltórias de extremos de cargas piezométricas ao longo da adutora

Contudo, para a escolha do dispositivo de proteção, deverão ser analisados, além da viabilidade técnica de execução da chaminé de equilíbrio, outros impactos gerados pelas dimensões desse dispositivo. Salienta-se que uma chaminé com quase 35,0 m de altura poderá trazer grandes dificuldades técnicas de execução. No entanto, suas dimensões poderão ser otimizadas se for possível posicioná-la em locais mais elevados.

Caso as dimensões da chaminé de equilíbrio sejam um fator limitante, o RHO é um dispositivo que também permite reduzir as pressões máximas e aumentar as pressões mínimas. Além disso, esse dispositivo poderá ser instalado junto à elevatória, não sendo necessário adquirir terrenos em locais ao longo da adutora.

Enfim, o TAU é um dispositivo que também pode ser usado caso as pressões máximas no sistema desprotegido não ultrapassem a pressão máxima admissível pela adutora. Esse dispositivo apresenta grande eficiência no aumento de pressões mínimas localizadas e poderá ser utilizado para proteger a linha adutora a partir do uso de mais de uma unidade desse dispositivo, considerando-se o sistema aqui analisado.

7.2 PROTEÇÃO DO SISTEMA B

Nesta etapa de dimensionamento dos dispositivos de proteção, o sistema B foi protegido com os dispositivos TAU e RHO. A chaminé de equilíbrio não foi considerada para o sistema B em virtude de a mesma, quando posicionada próximo à elevatória, necessitar dimensões tecnicamente inviáveis.

O Quadro 7.6 apresenta a redução da envoltória de extremos deste sistema protegido quando comparado com a simulação na etapa de diagnóstico. Os valores indicados em negrito neste quadro indicam os valores extremos de pressão que excedem o admissível pelo material da adutora.

O pré-dimensionamento do RHO e do TAU foi feito, para todos os casos simulados, com base nas equações apresentadas nos itens 3.1.2.3 e 3.1.2.1, respectivamente. A configuração final adotada para cada dispositivo de proteção está apresentada em anexo neste trabalho (Anexo VI).

Para a proteção com o RHO, o dispositivo foi posicionado 10 m distante da estação elevatória, pelo mesmo motivo apresentado para o Sistema A. O Quadro 7.5 apresenta as características necessárias aos RHOs para as adutoras com diferentes materiais.

O RHO não foi capaz de proteger as adutoras em PVC e em PEAD. Para a proteção dessas adutoras em relação às pressões negativas, torna-se necessário, além do RHO junto à elevatória, outro dispositivo distante cerca de 750 m da elevatória, onde ocorrem as pressões negativas de maior magnitude.

Quadro 7.5. Características dos Reservatórios Hidropneumáticos nos sistemas protegidos (B) – Etapa de Dimensionamento

MATERIAL	PRESSÃO MÁXIMA (mca)	PRESSÃO MÍNIMA (mca)	PRESSÃO MÁXIMA. ADMISSÍVEL (mca)	PRESSÃO MÍNIMA ADMISSÍVEL (mca)	VOLUME DO RHO (m ³)	PRESSÃO DE INCHADO – VALOR ABSOLUTO (mca)	PRESSÃO EFETIVA MÁXIMA NO RHO (mca)
AÇO	122,18	3,41	278,19	-8,00	2,00	29,10	121,10
PVC	99,77	-9,89	125,00	0,00	30,00	52,79	97,34
PRFV	104,61	4,10	147,70	-3,00	3,00	48,27	102,81
FERRO FUNDIDO	103,85	4,13	203,80	-8,00	3,00	48,27	102,15
PEAD	99,28	-8,76	187,50	-8,00	30,00	52,79	96,86

Quadro 7.6. Resumo dos resultados das simulações de dimensionamento dos dispositivos de proteção para o Sistema B

MATERIAL	PROTEÇÃO	DIÂMETRO NOMINAL (mm)	PRESSÃO MÁXIMA – DIAGNÓSTICO (mca)	PRESSÃO MÍNIMA – DIAGNÓSTICO (mca)	PRESSÃO MÁXIMA – PROTEGIDO (mca)	PRESSÃO MÍNIMA – PROTEGIDO (mca)	PRESSÃO MÁXIMA ADMISSÍVEL (mca)	PRESSÃO MÍNIMA ADMISSÍVEL (mca)																																										
AÇO	TAU	400,0	166,60	-5,98	166,59	-4,21	278,19	-8,00																																										
	RHO				122,18	3,41			PVC	TAU	400,0	159,31	-22,32	156,19	0,73	125,00	0,00	RHO	99,77	-9,89	PRFV	TAU	400,0	167,00	-6,24	161,50	-3,00	147,70	-3,00	RHO	104,61	4,10	FERRO FUNDIDO	TAU	400,0	165,39	-5,79	163,19	-4,08	203,80	-8,00	RHO	103,85	4,13	PEAD	TAU	500,0	129,59	-21,00	129,41
PVC	TAU	400,0	159,31	-22,32	156,19	0,73	125,00	0,00																																										
	RHO				99,77	-9,89			PRFV	TAU	400,0	167,00	-6,24	161,50	-3,00	147,70	-3,00	RHO	104,61	4,10	FERRO FUNDIDO	TAU	400,0	165,39	-5,79	163,19	-4,08	203,80	-8,00	RHO	103,85	4,13	PEAD	TAU	500,0	129,59	-21,00	129,41	-6,07	187,50	-8,00	RHO	99,28	-8,76						
PRFV	TAU	400,0	167,00	-6,24	161,50	-3,00	147,70	-3,00																																										
	RHO				104,61	4,10			FERRO FUNDIDO	TAU	400,0	165,39	-5,79	163,19	-4,08	203,80	-8,00	RHO	103,85	4,13	PEAD	TAU	500,0	129,59	-21,00	129,41	-6,07	187,50	-8,00	RHO	99,28	-8,76																		
FERRO FUNDIDO	TAU	400,0	165,39	-5,79	163,19	-4,08	203,80	-8,00																																										
	RHO				103,85	4,13			PEAD	TAU	500,0	129,59	-21,00	129,41	-6,07	187,50	-8,00	RHO	99,28	-8,76																														
PEAD	TAU	500,0	129,59	-21,00	129,41	-6,07	187,50	-8,00																																										
	RHO				99,28	-8,76																																												

Quanto à adutora em ferro fundido, mesmo que não fosse necessário protege-la em função de a envoltória de máximos encontrar-se dentro dos limites estabelecidos pelas pressões admissíveis similar ao que foi descrito para o Sistema A, o RHO possibilitou eliminar as pressões negativas de qualquer ordem. Salienta-se mais uma vez a similaridade entre os sistemas em PRFV e em Ferro Fundido em termos de transientes hidráulicos.

Para a proteção com o TAU, o dispositivo foi posicionado 750 m distante da estação elevatória pelo mesmo motivo descrito para o Sistema A. O Quadro 7.7 apresenta as características necessárias aos TAUs para as adutoras com diferentes materiais.

O TAU permitiu eliminar as pressões negativas de maneira viável para a adutora em aço, mesmo que esta já tenha sido diagnosticada como segura frente às pressões mínimas admissíveis. Para as adutoras em PVC, PRFV e PEAD, mostraram-se necessários dispositivos com alturas muito elevadas (28 m, 9,0 m e 15,0 m, respectivamente) para levar as pressões negativas a patamares seguros.

Quadro 7.7. Características dos Tanques de Alimentação Unidirecionais nos sistemas protegidos (B) – Etapa de Dimensionamento

MATERIAL	PRESSÃO MÁXIMA (mca)	PRESSÃO MÍNIMA (mca)	PRESSÃO MÁXIMA. ADMISSÍVEL (mca)	PRESSÃO MÍNIMA ADMISSÍVEL (mca)	VOLUME DO TAU (m ³)	REDUÇÃO DO NÍVEL DE ÁGUA (m)	DIÂMETRO DO RAMAL DE CONEXÃO (mm)
AÇO	166,59	-4,21	278,19	-8,00	1,76	0,01	150
PVC	156,19	0,73	125,00	0,00	31,44	3,88	400
PRFV	161,50	-3,00	147,70	-3,00	4,52	0,10	150
FERRO FUNDIDO	163,19	-4,08	203,80	-8,00	1,76	0,01	150
PEAD	129,41	-6,07	187,50	-8,00	7,54	1,46	400

No caso das adutoras em PRFV e PEAD, que permitem pressões negativas de certa ordem, é possível otimizar as dimensões do TAU posicionando-se um pouco mais próximo ao reservatório de jusante. No entanto, como a posição do dispositivo não deveria ser uma variável de análise nesse trabalho, este ajuste não foi feito.

Em casos em que a adutora está localizada em zona urbana, onde pode ser escassa a disponibilidade de terrenos para a construção de dispositivos de proteção contra transientes, é comum uma análise similar àquela apresentada aqui, onde a posição do dispositivo não poderá ser escolhida, sendo possível apenas dimensionar um dispositivo com características físicas suficientes para a correta proteção do sistema.

No entanto, conforme já esperado, mesmo com dispositivos com dimensões grandes, como é o caso dos tanques utilizados para os sistemas com PVC e PEAD, não houve redução significativa nas pressões máximas identificadas no sistema na etapa de diagnóstico, ou seja, o TAU não foi suficiente para proteger totalmente o Sistema B com adutora em PVC, PRFV e em PEAD, pois as pressões máximas identificadas superam as pressões máximas admissíveis.

De modo geral, o TAU parece ser uma boa opção para proteger adutoras frente a pressões negativas localizadas, quando não há problemas quanto às sobrepressões. Havendo problemas com sobrepressões em sistemas com grande desnível geométrico, dentre as soluções analisadas, o RHO parece ser a melhor opção, pois, sendo pequena a vazão, o volume necessário ao RHO é igualmente menor quando comparado ao Sistema A.

Não foi possível proteger o sistema com tubulação em PVC para as características simuladas (desnível, vazão, diâmetro, comprimento). Nesse caso, alternativamente, poder-se-ia aumentar o diâmetro dos tubos, inserir uma elevatória intermediária (*Booster*), reduzindo-se as pressões na linha adutora, ou utilizar um maior número de dispositivos de proteção.

A Figura 7.2 apresenta o resultado da proteção da adutora em ferro fundido para o Sistema B com TAU e RHO. Nessa figura, observa-se que o TAU não foi capaz de eliminar as pressões negativas que ocorrem entre o dispositivo e o reservatório de jusante, indicando a necessidade de inserir mais de um dispositivo em série caso se deseje eliminar por completo as pressões negativas. Observa-se também que é mínimo o efeito do TAU nas sobrepressões.

Adicionalmente, apresenta-se a Figura 7.3, que mostra o comportamento diferente das tubulações em PEAD. Nota-se que a elevatória de extremos (máximos e mínimos) apresenta linhas praticamente horizontais, de baixo amortecimento (isso foi verificado também no sistema A). Nota-se, ainda, a possibilidade de proteger a linha adutora comum RHO junto à elevatória e com um TAU posicionado mais próximo ao reservatório de jusante, eliminando a pressão negativa que ocorre a cerca de 940 m da elevatória (linha verde pontilhada).

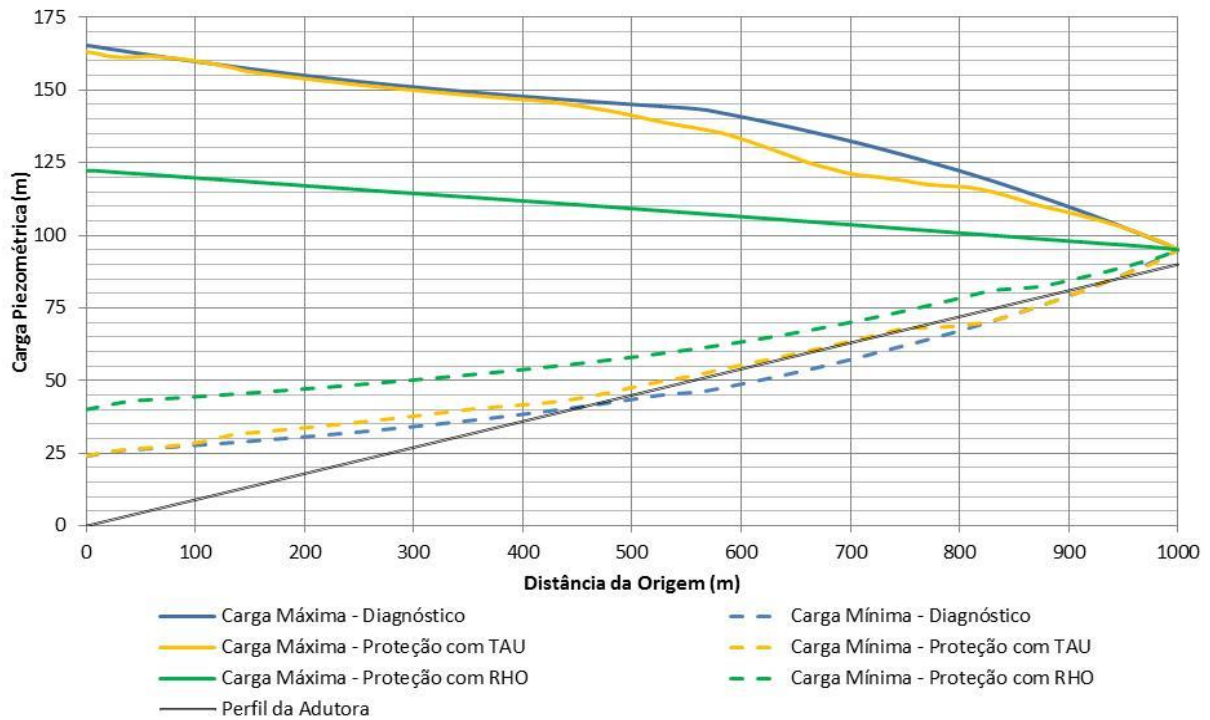


Figura 7.2. Resultados para as simulações em regime transiente do Sistema B com adutora em ferro fundido protegida com TAU e RHO: Envoltórias de extremos de cargas piezométricas ao longo da adutora

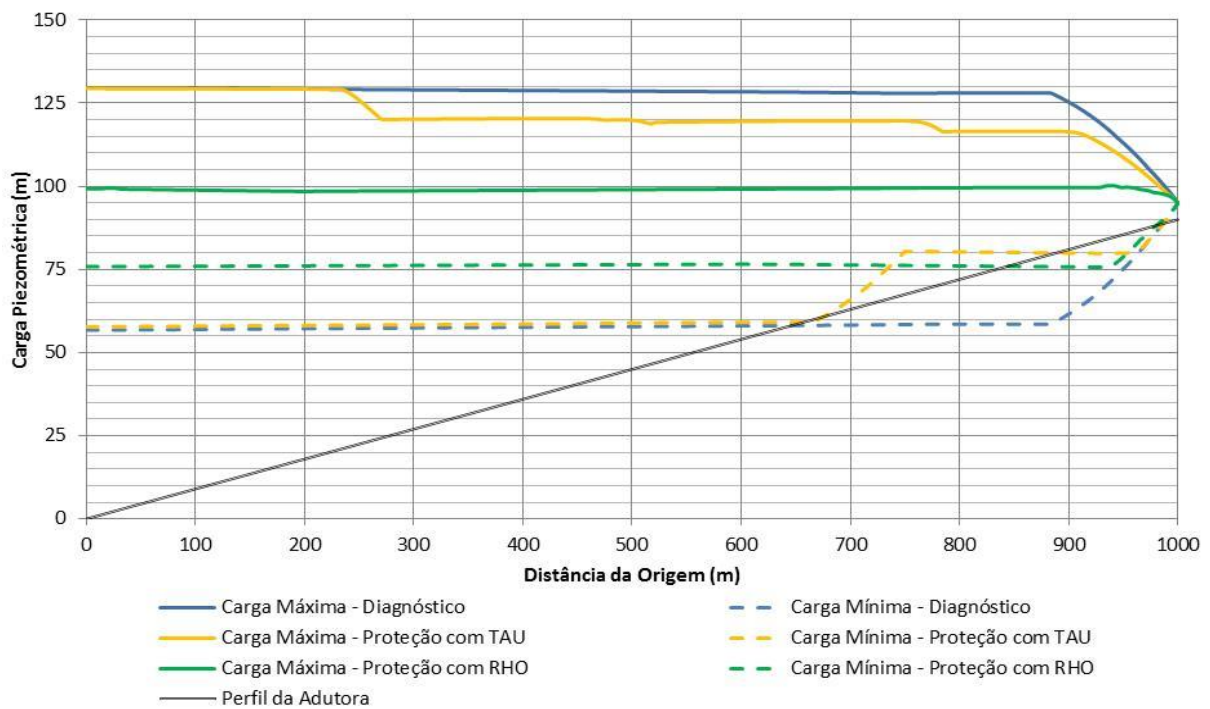


Figura 7.3. Resultados para as simulações em regime transiente do Sistema B com adutora em PEAD protegida com TAU e RHO: Envoltórias de extremos de cargas piezométricas ao longo da adutora

8 CUSTOS DAS INSTALAÇÕES HIDRÁULICAS

Neste capítulo são apresentadas as curvas de custos para as adutoras de diferentes materiais e para os dispositivos de proteção estudados. Essas curvas foram criadas de modo a permitir a análise técnico-econômica proposta para os Sistemas A e B estudados.

Como o objetivo da produção das curvas é proporcionar apenas uma ordem de grandeza quando ao custo de adutoras com e sem proteção ao nível de estudo de concepção, foram geradas curvas para apenas uma classe de pressão média para cada material.

8.1 CUSTOS DOS CONDUTOS

Considerando-se insumos e composições do SINAPI (Sistema Nacional de Pesquisa de Custos e Índices da Construção Civil) com data base de julho de 2016 para Salvador, insumos e composições do SICRO (Sistema de Custos Rodoviários) com data base em março de 2016 para a Bahia e cotações de serviços e insumos com datas base variáveis, mas, sempre atualizadas para julho de 2016 através do INCC (Índice Nacional da Construção Civil), foram geradas as curvas de custos apresentadas a seguir. Os custos relacionados às obras civis e fornecimento de materiais estão apresentados no Anexo VII⁹.

A Figura 8.1 apresenta os custos por metro linear de tubulação em aço, ferro fundido, PVC, PRFV e PEAD para diâmetros entre 150 mm e 1.000 mm. As características das tubulações consideradas para a estimativa de custos são: aço com chapa ASTM A-36 com espessura de 6,35 mm; ferro fundido JGS K-7; PVC DEFOFO 1,0 MPa; PRFV JE PN8 5.000 N/m² de rigidez, e; PEAD PE80 PN8.

Como não se dispunha de preços para todos os diâmetros, foram ajustadas funções polinomiais de 2º grau pelo método dos mínimos quadrados para o preenchimento de valores nos diâmetros sem preços. Esse procedimento não foi adotado apenas para o PVC, pois, com base em catálogos, o maior diâmetro comumente encontrado é DN 500 mm.

Observa-se que, para pequenos diâmetros, o PEAD se torna competitivo com os demais materiais. Contudo, para diâmetros maiores, este material apresenta um custo mais elevado. Para tubos com diâmetro inferior a 300 mm, o PVC apresenta o menor custo, considerando-se aquisição do material e instalação. Para DN 300 mm, o PRFV se aproxima muito do PVC, podendo-se dizer que são equivalentes em termos econômicos.

⁹ Registro aqui agradecimentos ao colega Isaias Mossela Barcelos, exímio orçamentista, que forneceu dados, composições de custos e conhecimento técnico para produção das curvas de custos apresentadas neste capítulo.

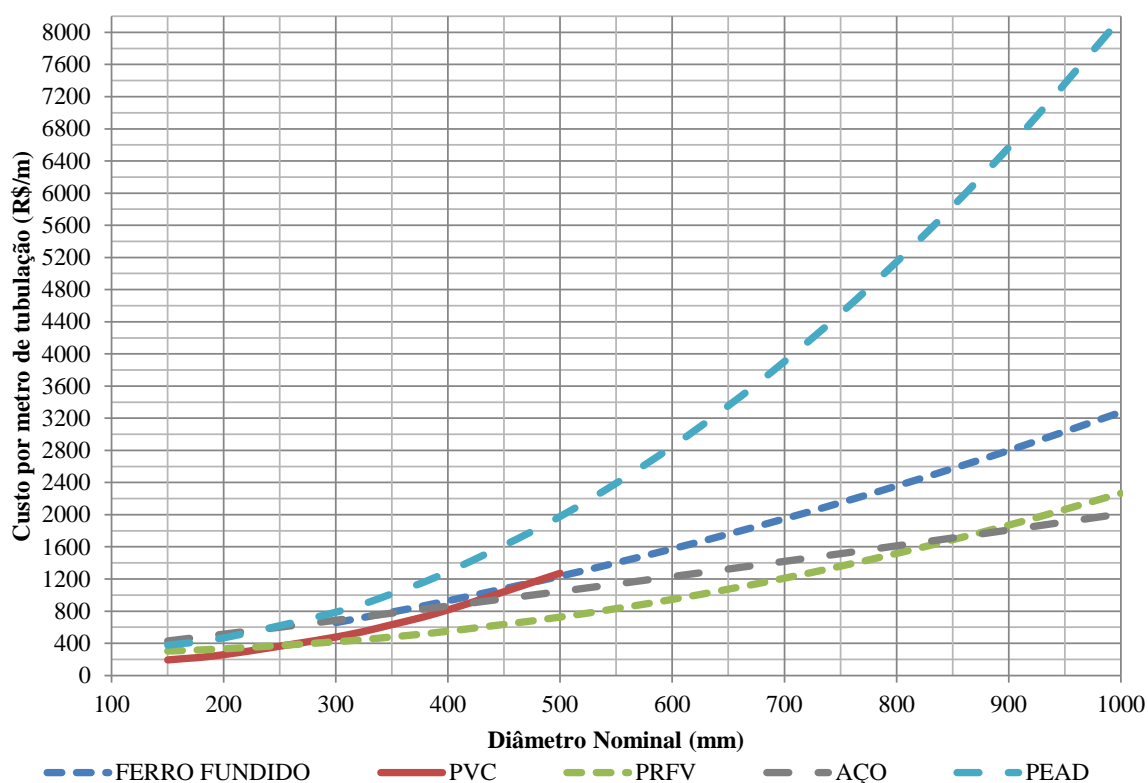


Figura 8.1. Curvas de custos para tubos em diferentes materiais e diâmetros – DN 150 mm a DN 1.000 mm

No entanto, a partir de DN 300 mm e DN 400 mm, o PVC passa a ser mais caro enquanto o aço e o PRFV passam a ser mais baratos, apresentando potencial para ser utilizado em diâmetros maiores pelo critério econômico.

8.2 CUSTOS DOS SISTEMAS DE PROTEÇÃO

Para ilustrar os custos dos dispositivos de proteção, a seguir são apresentadas diferentes figuras, uma para cada dispositivo, pois estes apresentam custos bastante distintos para um mesmo volume do dispositivo.

A Figura 8.2 apresenta uma curva de custos para o Reservatório Hidropneumático (RHO), em função do seu volume. Os custos utilizados para a produção desta curva são custos referenciais, fornecidos pela empresa Aberko Equipamentos Industriais, com data de janeiro de 2017. Em virtude de os valores, quando divididos pelo volume do dispositivo, serem muito diferentes para dispositivos de grandes e de pequenos volumes, foram ajustadas duas curvas, uma para volumes inferiores a 18 m³ e uma para dispositivos com volume superior a 18 m³ até 30 m³.

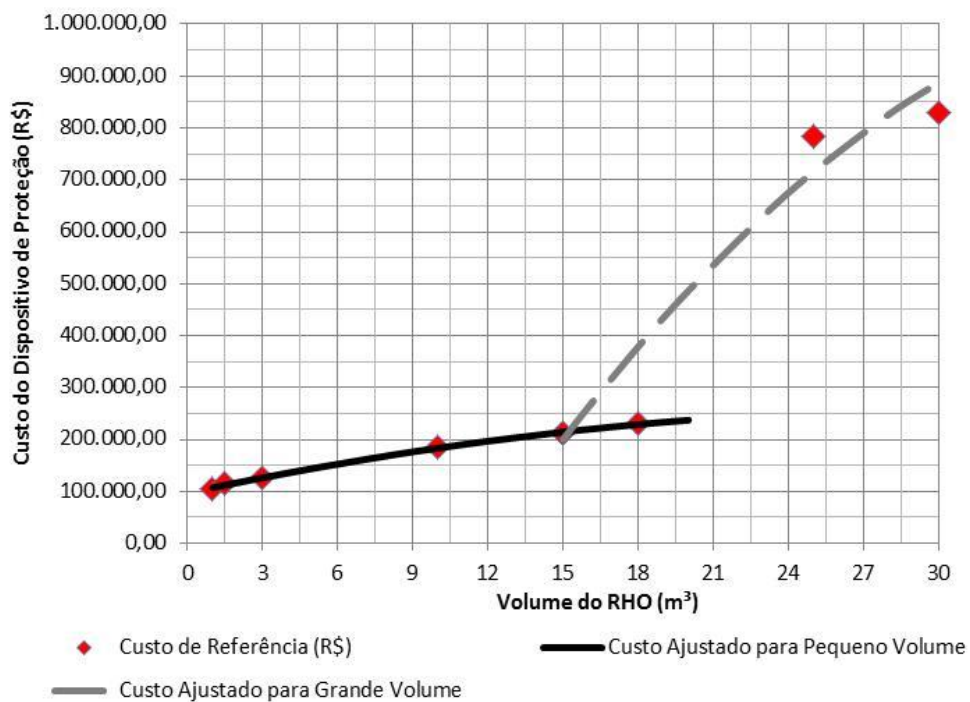


Figura 8.2. Curvas de custos para Reservatório Hidropneumático (RHO)

A Figura 8.3 apresenta a curva de custos para as chaminés de equilíbrio em função do seu volume. Para a obtenção desses valores, foram orçadas chaminés de equilíbrio em concreto, com diâmetro de 3,5 m e altura variável, obtendo-se diferentes volumes para o dispositivo.

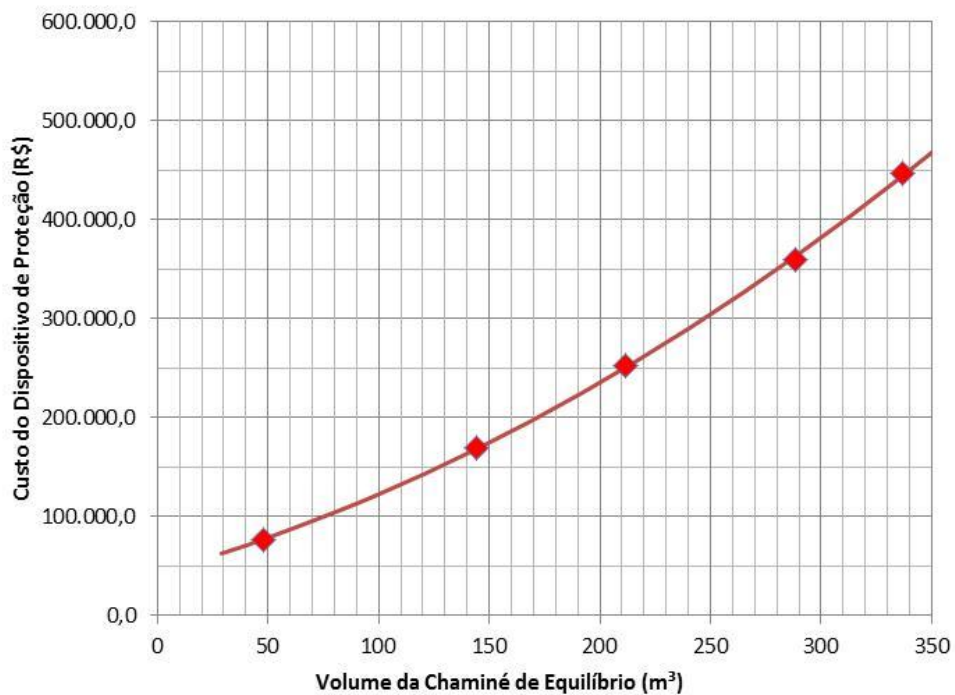


Figura 8.3. Curva de custos para a Chaminé de Equilíbrio

Enfim, a Figura 8.4 apresenta a curva de custos para os Tanques de Alimentação Unidirecional (TAU). A curva de ajuste obtida para este dispositivo foi a que apresentou o menor coeficiente de determinação (R^2).

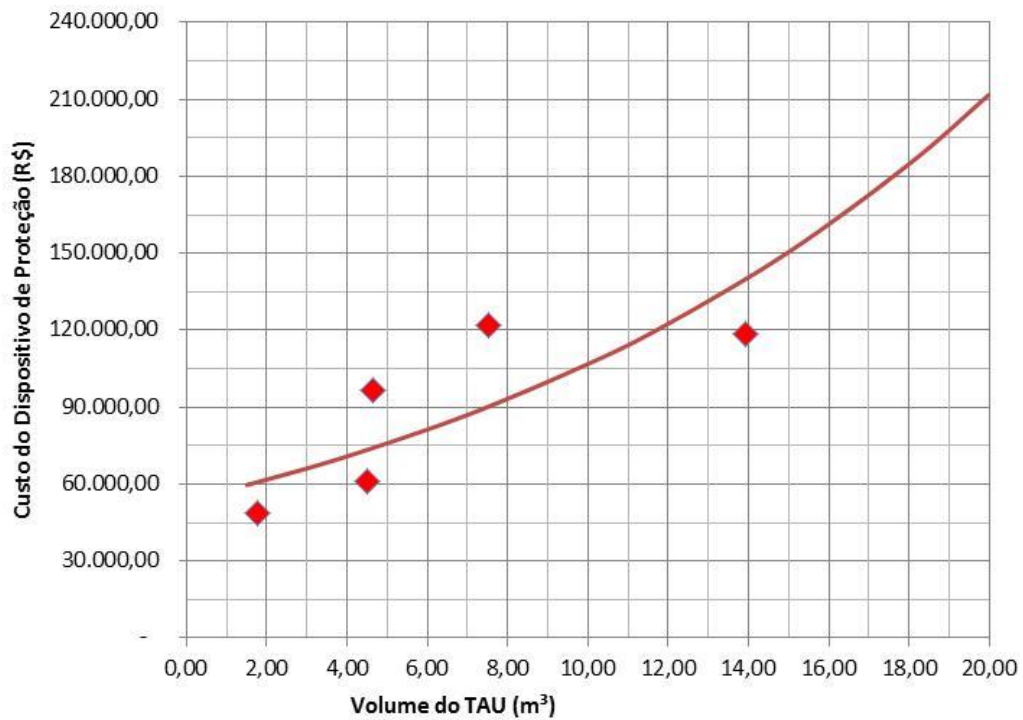


Figura 8.4. Curva de custos para o Tanque de Alimentação Unidirecional (TAU)

Isso ocorre por que o TAU possui obras civis bastante simples e de baixo custo. No entanto, o valor das válvulas e outros dispositivos auxiliares, que é bastante representativo frente ao das obras civis, depende muito do diâmetro do ramal do TAU, não estando relacionado de forma importante ao volume do dispositivo. Contudo, o gráfico obtido é suficiente para a aplicação desejada.

9 AVALIAÇÃO TÉCNICO-ECONÔMICA

Com base nas simulações realizadas, a seguir são discutidas as possibilidades de proteção para os sistemas A e B sob as óticas técnica e econômica.

Entre os cinco materiais testados, apenas o ferro fundido apresentou pressões máximas e mínimas dentro dos limites admissíveis para ambos os sistemas. O comportamento dos transientes hidráulicos para o PRFV foi muito similar ao do ferro fundido. No entanto, o primeiro não apresenta grande resistência a pressões negativas, devendo ser evitado caso não seja possível reduzir ou eliminar a ocorrência de pressões negativas na adutora.

O aço apresentou pressão negativa pouco inferior à admissível para o sistema A, o que poderá ser resolvido considerando-se uma chapa de aço com maior espessura ou enterrando um pouco o conduto no trecho onde há pressão negativa. Para o sistema B, a adutora em aço se mostrou segura.

Dessa forma, são tecnicamente viáveis as seguintes soluções para o Sistema A:

- Tubulação em ferro fundido DN 900 mm sem proteção;
- Tubulação em aço DN 900 mm com espessura de 8,0 mm (5/16”);
- Tubulação em aço DN 900 mm com espessura de 6,35 mm e proteção com TAU, RHO ou Chaminé de Equilíbrio;
- Tubulação em PRFV DN 900 mm e proteção com TAU, RHO ou Chaminé de Equilíbrio;
- Tubulação em PEAD DN 1000 mm e proteção com RHO ou Chaminé de Equilíbrio.

Para o Sistema B, são tecnicamente viáveis as seguintes soluções:

- Tubulação em ferro fundido DN 400 mm sem proteção;
- Tubulação em aço DN 400 mm sem proteção;
- Tubulação em PRFV DN 400 mm e proteção com RHO;
- Tubulação em PEAD DN 500 mm e proteção com TAU.

A seguir são discutidos os aspectos econômicos dessas soluções.

O Quadro 9.1 sintetiza os custos das alternativas tecnicamente viáveis para o Sistema A. Para definir o custo da Alternativa 02, estimou-se que o custo do metro linear do tubo em aço com chapa com espessura de 8,0 mm é 20% superior ao custo com chapa igual a 6,35 mm. Nas alternativas com mais de uma solução possível para a proteção, foi apresentada apenas aquela com o menor custo implantação.

Quadro 9.1. Alternativas com e sem proteção para o Sistema A – Análise técnico-econômica

ANÁLISE ECONÔMICA DAS ALTERNATIVAS DO SISTEMA A - L=1.000 m					
ALTERNATIVA	PROTEÇÃO	CUSTO DA ADUTORA	CUSTO DA PROTEÇÃO	CUSTO TOTAL	POSIÇÃO
Alternativa 01 - Ferro Fundido DN 900 mm sem Proteção	Não	R\$ 2.798.249,00		R\$ 2.798.249,00	IV
Alternativa 02 - Aço DN 900 mm com e = 8,0 mm sem Proteção	Não	R\$ 2.171.112,00		R\$ 2.171.112,00	III
Alternativa 03 - Aço DN 900 mm com e = 6,35 mm e Proteção	TAU (Vol.=4,65m ³)	R\$ 1.809.260,00	R\$ 74.090,28	R\$ 1.883.350,28	I
Alternativa 04 - PRFV DN 900 mm e Proteção	TAU (Vol.=4,65m ³)	R\$ 1.869.580,00	R\$ 74.090,28	R\$ 1.943.670,28	II
Alternativa 05 - PEAD DN 1000 mm e Proteção	RHO (Vol.=10,0m ³)	R\$ 8.174.670,00	R\$ 183.536,00	R\$ 8.358.206,00	V

Para esse sistema, com adutora de 1.000 m de comprimento, dentre as alternativas tecnicamente viáveis, a que apresentou o menor custo foi a Alternativa 03, onde é utilizada uma adutora em aço (com espessura de 6,35 mm) protegida com um TAU distante cerca de 750 m da elevatória. Em segundo lugar, apareceu a Alternativa 04, com tubulação em PRFV e protegida com um TAU. Ambos os materiais, aço e PRFV, apresentaram benefício econômico para diâmetros acima de 500 mm, conforme Figura 8.1.

Salienta-se que o resultado obtido se refere apenas ao sistema estudado. Se o sistema tivesse uma adutora com um comprimento menor, o custo de implantação da adutora seria bastante menor quando comparado ao custo de implantação da adutora mais dispositivo. No entanto, devido ao menor comprimento, as dimensões dos dispositivos seriam menores, esclarecendo que cada configuração de sistema deverá ser analisada individualmente.

Contudo, fica claro que o aço apresenta vantagens técnicas e econômicas para grandes diâmetros. O Quadro 9.2 sintetiza os custos das alternativas tecnicamente viáveis para o Sistema B.

Quadro 9.2. Alternativas com e sem proteção para o Sistema B – Análise técnico-econômica

ANÁLISE ECONÔMICA DAS ALTERNATIVAS DO SISTEMA B - L=1.000 m					
ALTERNATIVA	PROTEÇÃO	CUSTO DA ADUTORA	CUSTO DA PROTEÇÃO	CUSTO TOTAL	POSIÇÃO
Alternativa 01 - Ferro Fundido DN 400 mm sem Proteção	Não	R\$ 929.349,00		R\$ 929.349,00	III
Alternativa 02 - Aço DN 400 mm sem Proteção	Não	R\$ 864.210,00		R\$ 864.210,00	II
Alternativa 03 - PRFV DN 400 mm e Proteção	RHO (Vol.=3,0m ³)	R\$ 550.780,00	R\$ 126.428,88	R\$ 677.208,88	I
Alternativa 04 - PEAD DN 500 mm e Proteção	TAU (Vol.=7,5m ³)	R\$ 1.978.070,00	R\$ 90.310,10	R\$ 2.068.380,10	IV

Similar à análise feita para o Sistema A, a Alternativa 03 foi eleita a melhor dentre as quatro alternativas tecnicamente viáveis, considerando-se também critérios econômicos. A alternativa 03 é em PRFV, protegida com um RHO. A segunda melhor alternativa é a 02, com adutora em aço e sem proteção.

Esses resultados ilustram a necessidade de realizar avaliações com critérios técnicos e econômicos para sistemas de recalque como aqueles apresentados neste trabalho de forma a viabilizar economicamente empreendimentos desde a sua concepção, considerando sempre a alternativa mais barata dentre aquelas tecnicamente viáveis.

Conclui-se, com estes resultados, que o uso de dispositivos de proteção para a redução dos efeitos dos transientes hidráulicos possui grande potencial de aplicação com vistas a reduzir os custos de implantação dos sistemas de bombeamento. Para o Sistema A, as duas alternativas com menores custos apresentam dispositivos de proteção, enquanto que, para o Sistema B, a alternativa de menor custo possui um dispositivo de proteção (RHO), o qual foi utilizado para reduzir as pressões máximas e eliminar as pressões negativas calculadas nas simulações da etapa de diagnóstico.

10 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

10.1 CONCLUSÕES

Este trabalho buscou estabelecer parâmetros e critérios para a escolha do material das adutoras de sistemas de bombeamento em seus estudos de concepção considerando-se aspectos relacionados aos transientes hidráulicos e aos custos dos condutos e estruturas de proteção necessárias.

Para tanto, em uma primeira etapa foi realizada uma extensa pesquisa bibliográfica com o objetivo de alicerçar o conhecimento hidráulico necessário ao tema estudado e acumular dados que permitissem o estudo do efeito dos transientes hidráulicos em condutos de diferentes materiais. Como os seus efeitos poderão ser muito atenuados a partir da proteção da adutora com dispositivos adequados, estas estruturas também foram objetivo de pesquisa em livros clássicos de transientes hidráulicos e artigos mais recentes.

Destaca-se aqui a dificuldade em encontrar publicações atuais que tratem deste tema de forma aplicada, ilustrando problemas e soluções para os transientes em estruturas existentes. Os trabalhos atuais parecem buscar uma sofisticação da modelagem numérica dos fenômenos envolvidos nos transitórios, sendo que a maioria dos softwares comerciais de simulação de transientes ainda não considera fenômenos como atrito não permanente, interação fluido-estrutura, comportamento viscoelástico das paredes dos condutos plásticos entre outros.

Nessa dissertação foi utilizado o software Allievi para as simulações em regime transiente, o qual se mostrou muito adequado ao estudo. Este software apresenta muitas possibilidades para simular transientes, tanto em condutos forçados quanto em canais. No entanto, também apresenta as limitações descritas anteriormente ao não considerar fenômenos como o atrito não permanente e o comportamento viscoelástico das paredes dos tubos plásticos para o amortecimento das ondas de pressão no transitório.

Registra-se aqui, novamente, a ressalva de Maestri (1985) que conclui que maiores sofisticações nos modelos matemáticos, como a consideração de perda de carga dependente do tempo e/ou da viscoelasticidade das paredes, não se justificam para problemas práticos correntes (à época), pois a melhora no resultado numérico fica absorvida pelos erros devido ao desconhecimento parcial das condições de contorno.

É claro que tal ressalva foi feita em 1985, quando não se dispunha dos recursos computacionais que se tem hoje. Contudo, observou-se neste trabalho que uma modelagem

numérica mais precisa não é suficiente para garantir um bom resultado, tornando-se necessário investir tempo em um maior número de diferentes análises e na busca por parâmetros de entrada adequados ao problema analisado.

Isso ficou claro nas análises de sensibilidade realizadas no capítulo 5, onde o transiente hidráulico se mostrou bastante sensível ao momento de inércia do conjunto motor-bomba, principalmente quanto às subpressões, quando analisadas paradas bruscas em sistemas de bombeamento. Assim, conclui-se pela importância em verificar os transientes hidráulicos após a definição do conjunto motor-bomba que será instalado, pois, o momento de inércia do conjunto poderá diferir daquele considerado nos estudos e projetos.

Adicionalmente, no dimensionamento das chaminés de equilíbrio (capítulo 7), surgiu a necessidade de verificar o sistema também para a partida da bomba. Esta operação mostrou-se mais severa do que a parada brusca do bombeamento para o cálculo do nível máximo de água dentro da chaminé, o que demonstra a necessidade de verificar os efeitos de transitórios em diversas situações, e não para a parada brusca do bombeamento, apenas.

Ao longo dos capítulos 5 e 7, buscou-se caracterizar o comportamento do transitório para os sistemas estudados com diferentes características físicas, sejam elas o material da adutora, o diâmetro dos condutos, o comprimento das adutoras e a existência ou não de dispositivos de proteção. Acredita-se que com os diversos gráficos apresentados ao longo deste trabalho, os efeitos dessas variáveis nos transientes hidráulicos estejam caracterizados, podendo servir os resultados aqui apresentados como fonte de comparação em estudos de sistemas similares aos apresentados.

Com base nas simulações diagnósticas para diferentes materiais de adutoras, verificou-se que os materiais aço, PRFV e ferro fundido, que são materiais rígidos, apresentam grande semelhança em relação à envoltória de cargas piezométricas extremas, tanto para sistemas de bombeamento com pequeno desnível e grande vazão (Sistema A), quanto para sistemas com desnível maior e vazão menor (Sistema B). No entanto, como o aço e o ferro fundido apresentam maior resistência às pressões negativas, esses materiais possuem maior potencial de utilização em sistemas sem dispositivos de proteção, como chaminé de equilíbrio, reservatório hidropneumático ou tanque de alimentação unidirecional.

O PEAD foi o material que apresentou as menores oscilações de pressão junto à estação de bombeamento devido à sua baixa celeridade. No entanto, este material apresentou pressões negativas perigosas próximas ao reservatório de jusante. Ao simular no programa Allievi o evento transitório com adutora em PEAD, considera-se que o comportamento

mecânico das paredes do tubo é elástico linear, quando, na realidade, o PEAD apresenta comportamento viscoelástico. Assim, ao considerá-lo com o comportamento elástico linear devido às restrições do programa Allievi, perde-se parte do potencial deste material em amortecer as ondas de pressão, resultando proteções com características físicas maiores do que o necessário.

Com base na análise de sensibilidade em relação à velocidade de escoamento em regime permanente, concluiu-se que a redução dos efeitos dos transientes decorrente da redução da velocidade de escoamento é mais importante para sistemas com adutoras de menor diâmetro, conforme justificado no item 5.3, devido ao termo da equação da quantidade de movimento que considera as perdas de carga.

Concluiu-se, assim, que para sistemas de bombeamento com vazão da ordem de $0,2 \text{ m}^3/\text{s}$, é interessante utilizar velocidades de escoamento inferiores a $1,5 \text{ m/s}$, pois há redução significativa dos efeitos dos transientes, quando comparado àqueles para velocidades de $1,5 \text{ m/s}$ a $2,6 \text{ m/s}$. No entanto, para sistemas de maior vazão (da ordem de $1,0 \text{ m}^3/\text{s}$ ou maior), não há redução representativa dos efeitos dos transientes para velocidades inferiores a $1,5 \text{ m/s}$, sendo esta uma velocidade interessante de ser utilizada, pois velocidades superiores a essa resultaram no agravamento dos efeitos dos transientes.

Ao realizar as simulações para análise de sensibilidade em relação ao comprimento da adutora, as envoltórias de cargas mínimas apresentaram um padrão de desenvolvimento onde o aumento dos efeitos dos transientes hidráulicos é proporcional ao aumento do comprimento da adutora, devido ao aumento de massa no sistema. Concluiu-se, assim, que adutoras longas, com comprimento da ordem de 10.000 m ou maiores, provavelmente deverão ser protegidas, reduzindo-se as pressões negativas (em módulo) ou eliminando-as.

Além disso, adutoras com 10.000 m de comprimento apresentaram menores sobrepressões do que outras com menores comprimentos, devido ao amortecimento das ondas de pressão pelo termo que considera as perdas de carga da equação da quantidade de movimento. Porém, este padrão de comportamento das envoltórias de cargas mínimas e a ausência de padrão de comportamento para as envoltórias de carga máxima é característica do transitório gerado pela parada brusca do bombeamento, conforme justificado no item 5.4. Para transitórios gerados por outras operações, como a partida das bombas ou uma variação qualquer na demanda por água, os padrões de comportamento das envoltórias de extremos serão diferentes daqueles apresentados ao longo desta dissertação.

Na bibliografia consultada sobre estações de bombeamento não foram encontrados parâmetros simples, práticos, para a estimativa rápida da oscilação de pressões nas adutoras e da necessidade de proteção contra transientes, tais como aqueles apresentados na bibliografia especializada em hidrelétricas. Dessa forma, cumprindo o objetivo de estabelecer parâmetros que possam ser utilizados em estudos de concepção de sistemas de bombeamento para a definição da necessidade de proteção de adutoras de diferentes materiais, os resultados das simulações de transientes hidráulicos obtidos nesse trabalho foram relacionados aos parâmetros apresentados em Eletrobrás (2000).

Ao analisar as variações das cargas piezométricas máximas e mínimas em relação ao parâmetro tempo de aceleração do escoamento (th), observou-se que há uma forte relação entre eles, sendo possível ajustar equações para a estimativa da subpressão e da sobrepressão ao longo da adutora em função deste parâmetro apenas, com coeficientes de determinação (R^2) da ordem de 0,90 para o cálculo das subpressões e 0,60 para o cálculo das sobrepressões. Essas equações foram utilizadas em dois estudos de caso para aplicação do método proposto, apresentados no capítulo 6.

No entanto, deve-se atentar aos limites de aplicação destas equações. Assim, recomenda-se a sua aplicação apenas para: adutoras de pequeno comprimento, sendo 1.000 m o comprimento máximo admitido; velocidade de escoamento inferior a 2,7 m/s; altura manométrica total próxima a 21 mca ou 95 mca, e; adutoras com materiais rígidos, como aço, ferro fundido ou PRFV.

Em relação às simulações com proteção, para o Sistema A, verificou-se que o RHO foi capaz de proteger todos os dispositivos quanto às pressões máximas e mínimas admissíveis, pois foi possível elevar as pressões mínimas e, inclusive, eliminar as pressões negativas. O TAU permitiu reduzir, em módulo, as pressões negativas em todos os casos, levando-as a patamares seguros e, conforme já esperado, não houve redução significativa nas pressões máximas identificadas no sistema na etapa de diagnóstico.

A chaminé de equilíbrio foi o dispositivo que mais impactou na redução das pressões máximas e elevação das pressões mínimas. Por mais que estivesse definido que nessa dissertação os transitórios simulados seriam decorrentes da parada brusca do conjunto motor-bomba, verificou-se que para o dimensionamento da chaminé de equilíbrio é necessário simular também a partida das bombas, pois essa operação poderá implicar um aumento do nível máximo de água dentro do dispositivo.

A chaminé de equilíbrio produziu efeitos bastante similares em todas as tubulações, independentemente do material da tubulação. Isso ocorreu devido ao comportamento físico-mecânico deste dispositivo, onde o fluxo de água entre ele e o reservatório de jusante, durante o evento transitório, funciona como uma oscilação de massa (Modelo da Coluna Rígida), onde não se considera nem a compressibilidade do fluido nem a elasticidade das paredes.

Para o Sistema B, verificou-se que o RHO não foi capaz de proteger as adutoras em PVC e em PEAD. O TAU permitiu eliminar as pressões negativas de maneira viável para a adutora em aço, mas, para as adutoras em PVC, PRFV e PEAD, mostraram-se necessários dispositivos com alturas muito elevadas para levar as pressões negativas a patamares seguros. Assim, com base nas análises técnicas dos resultados das simulações com e sem proteção, foram definidas as alternativas tecnicamente viáveis para os sistemas A e B, as quais tiveram seus custos estimados no Capítulo 9.

Enfim, cumprindo com o objetivo de analisar a melhor solução para dois sistemas de recalque fictícios com base em critérios técnicos econômicos, foram geradas curvas de custos para a implantação de adutoras e dispositivos de proteção, apresentadas como gráficos em figuras do capítulo 8. Os custos utilizados possuem como data base o mês de julho de 2016 e, para uso futuro, os valores obtidos a partir dos gráficos deverão ser reajustados.

Dessa forma, concluiu-se que ao analisar uma solução para um sistema de bombeamento, é importante, sim, estimar os custos tanto da implantação da adutora quanto dos dispositivos de proteção. Na análise da melhor alternativa de material para a adutora do Sistema B, não fosse o custo do RHO na alternativa com PRFV, a diferença entre a alternativa em aço e em PRFV que era de quase 40% passou a ser cerca de 20%. Essa diferença, dependendo da espessura necessária aos tubos de aço ou da classe de pressão para o PRFV, poderá ser reduzida a zero ou, inclusive, inverter a solução mais econômica.

Esses resultados ilustram, assim, a necessidade de realizar avaliações com critérios técnicos e econômicos para sistemas de recalque como aqueles apresentados neste trabalho de forma a viabilizar economicamente empreendimentos desde a sua concepção, considerando sempre a alternativa mais barata dentre aquelas tecnicamente viáveis. Ainda, os resultados da análise técnico-econômica indicaram que o uso de dispositivos de proteção para a redução dos efeitos dos transientes hidráulicos possui grande potencial de aplicação com vistas a reduzir os custos de implantação dos sistemas de bombeamento. Exemplificando, para o Sistema A, as duas alternativas com menores custos apresentam dispositivos de proteção, enquanto que, para o Sistema B, a alternativa de menor custo possui um dispositivo de proteção.

10.2 RECOMENDAÇÕES

Apresentam-se, a seguir, recomendações para trabalhos futuros, com o objetivo de complementar esta dissertação. Portanto, recomenda-se que:

- Sejam feitas simulações para outras condições de desnível e vazões, para produzir resultados em uma faixa mais ampla de variáveis;
- Sejam feitas novas simulações com diferentes comprimentos de adutora entre 1.000 m e 10.000 m, com o objetivo de compreender a partir de qual comprimento o padrão identificado para as envoltórias de cargas piezométricas mínimas é alterado, para diferentes velocidades de escoamento iniciais, tal como observado para o comprimento de 10.000 m;
- De posse dos resultados dessas simulações, novas curvas sejam ajustadas para o cálculo da sobrepressão e subpressão nas mesmas seções utilizadas nessa dissertação em função do parâmetro th , com o objetivo de aumentar os limites de aplicação da metodologia sugerida neste trabalho;
- Sejam feitas simulações para estudar o efeito de diferentes rotações de bombas, com conseqüente mudança no momento de inércia do conjunto, nos transientes hidráulicos, com o objetivo de definir variações seguras destas características a partir das características utilizadas em projetos;
- Sejam feitas simulações com os sistemas protegidos, similares às aquelas apresentadas no capítulo 7, considerando-se a posição dos dispositivos de proteção TAU, RHO e chaminé de equilíbrio variável, com o objetivo de definir critérios para o posicionamento destes dispositivos para a otimização da proteção do sistema, e;
- Sejam produzidos trabalhos acadêmicos que constem no monitoramento de diferentes eventos transitórios em estações de bombeamento, com diferentes características de desnível geométrico e vazão, com posterior reanálise do evento monitorado no programa Allievi, com o objetivo de verificar as diferenças encontradas entre protótipo e modelo, similar ao trabalho apresentado por Olivares (2012).

11 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT. Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 12211 – Estudos de Concepção de Sistemas Públicos de Abastecimento de Água - Procedimento**. Rio de Janeiro, 1992a. 14 p.

_____. **NBR 12214 – Projeto de Sistema de Bombeamento de Água para Abastecimento Público - Procedimento**. Rio de Janeiro, 1992b. 15 p.

_____. **NBR 12215 – Projeto de Adutora de Água para Abastecimento Público – Procedimento**. Rio de Janeiro, 1991. 9 p.

ANDRZEJEWSKY, E. A. **Avaliações Numéricas de Chaminés de Equilíbrio: Subsídios para Projetos de Circuitos de Geração**. Dissertação de Mestrado. Pós-Graduação em Recursos Hídricos e Ambiental, Setor de Tecnologia – UFPR. 2009. 157 p.

ALEMANY, V. B. E., KOELLE, E., OLIVARES, J. S., MARCET, E. C. Simulation of the Turbines Transient Operation Using Allievi Program. **Hidro&Hydro: PCH Notícias & SHP News**, v. 60, n. 1, p. 08-13, Jan/Mar, 2014.

AMBIENTUM Consultoria e Tecnologia Ambiental. **Relatório de Impacto Ambiental – RIMA, Estação de Tratamento de Água – ETA Itapoá/SC**. 2015. Disponível em <http://www.diariodeitapoa.com.br/images/stories/editorias/2015/88/rima.pdf>. Acesso em 26 out 2015.

AZEVEDO NETTO, J. M. **Manual de Hidráulica**. Coordenação: ARAÚJO, R; Co-autores: FERNANDEZ, M. F.; ITO, A. E. 8ª Ed. 13ª Reimpressão – São Paulo: Blucher, 1998 (2013).

BARBOSA, M. P. R. **Modelagem Computacional de Chaminés de Equilíbrio e Tanques de Alimentação Unidirecional como Mecanismos de Alívio do Golpe de Ariete em Adutoras**. Dissertação de Mestrado. DEHA – UFC, 2006. 171 p.

BATTISTON, C. C. **Influência de Parâmetros Físicos no Dimensionamento de Chaminés de Equilíbrio Simples de Usinas Hidrelétricas**. Dissertação de Mestrado. IPH – UFRGS. 2005. 155 p.

BEVILACQUA, N. **Materiais de Tubulações Utilizadas em Sistemas de Coleta e Transporte de Esgotos Sanitários. Estudo de Caso da Área Norte de São Paulo.** Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica – USP, 2006. 191 p.

BONADIE, D. P. **A utilização de tubulação em PRFV – poliéster reforçado com fibra de vidro – em adutoras sobre pressão, de água bruta ou tratada: um estudo de caso do Sistema Produtor Santo André em Santana de Parnaíba/São Paulo.** Dissertação de Mestrado. Instituto de Pesquisas Tecnológicas. IPT/SP. 2005. 106 p.

BRASTUBO. **Manual Técnico de PEAD.** 2016. 62 p.

CASTRO, M. A. H.; SANTOS, R. M. N. Modelagem Computacional do Golpe de Aríete em Adutoras. In: XIV Simpósio Brasileiro de Recursos Hídricos, 2001, Aracaju. **Anais...** Aracaju: XIV Simpósio Brasileiro de Recursos Hídricos, 2001, 16 p.

CANINDÉ NOTÍCIAS. 2016. Disponível em <http://www.portalcaninde.net/2016/01/adutora-de-general-sampaio-passa-por.html>. Acesso em 11 de março de 2017.

CHAUDHRY, M. H. **Applied Hydraulic Transients.** 3 ed. New York: Springer, 2014. 591 p.

CODEVASF – Companhia dos Vales do São Francisco e do Parnaíba. **Ficha Técnica do Perímetro de Irrigação Salitre.** 2009. 2p. Disponível em www.codevasf.gov.br/principal/perimetros-irrigados/elenco-de-projetos/ficha-tecnica-do-salitre.pdf em 26 out 2015.

ELETROBRÁS. **Diretrizes para estudos e projetos de Pequenas Centrais Hidrelétricas.** Ministério das Minhas e Energia. Diretoria de Engenharia. 2000. 458 p.

EL-TURKI, A. **Modeling of Hydraulic Transients in Closed Conduits.** Thesis. Colorado State University. Fort Collins, Colorado, 2013. 64 p.

FERRÀS, D.; MANSO, P. A.; SCHLEISS, A. J.; COVAS, D. I. C. Experimental distinction of damping mechanisms during hydraulic transients in pipe flow. **Journal of Fluids and Structures**. v. 66. Set. 2016, p. 424-446.

FERREIRA, F. E. F. R.; BARBOSA, J. M. C.; CASTRO, M. A. H. Modelagem computacional do golpe de aríete em condutos plásticos. **Revista DAE. SABESP**. n. 202, Mai/Ago, 2016, p. 20-31.

FGS BRASIL. **Catálogo de produtos**. 2016. 2 p.

FIBERGLASS. **Catálogo de produtos**. 2016. 48 p.

INFRAESTRUTURA URBANA (Revista). PINI. Edição 40. Ano 4. Julho/2014.

ITA – Instituto Tecnológico del Agua, Universitat Politècnica de València. **Manual Técnico V 1.0.1**. 2010. 108 p.

JOVIC, V. **Analysis and modelling of non-steady flow in pipe and channel networks**. 1 ed. Wiley, 2013.

KSB. **Manual Técnico N° A1385.0P/4 – KSB RDL. Linha Bipartida**. Acesso ao sitio <http://www.ksb.com.br/ksb-br-pt/aplicacoes.php?codtipo=1&codgrupo=1> em Maio de 2016.

LI, X.; ZHU, M.; XIE, J. Numerical Simulation of Transient Pressure Control in a Pumped Water Supply System Using an Improved Bypass Pipe. **Journal of Mechanical Engineering**. v. 62, n. 10, 2016, p. 614-622.

LENCASTRE, A. **Hidráulica Geral**. Lisboa: Hidroprojecto, 1983.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e instalações de bombeamento**. 2 ed. rev. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

MAESTRI, R. D. **Transientes Hidráulicos em Conduitos Fechados**. Dissertação de Mestrado. IPH – UFRGS. 1985. 280 p.

MARQUES, M. G.

OLIVARES, J. S. **Influencia de las instalaciones de suministro de agua de edificios sobre el comportamiento hidráulico em régimen permanente y transitorio de la red general de distribución**. Tese de Doutorado. Departamento de Ingeniería Hidráulica y Medio Ambiente – Universitat Politècnica de València: 2012. 355 p.

PARSASADR, A.; AHMADI, A.; KERAMAT, A. Waterhammer Caused by Intermittent Pump Failure in Pipe Systems Including Parallel Pump Groups. **International Journal of Engineering (IJE)**, Transactions A: Basics, v. 29, n. 4. Abr, 2016, p. 444-453.

PEROBA JÚNIOR, F. **Modelagem Computacional de Ventosas de Duplo Efeito como Mecanismo de Alívio do Golpe de Aríete**. Dissertação de Mestrado. DEHA – UFC. 2007. 152 p.

PORTO, R. M. **Hidráulica Básica**. 4^a ed. São Carlos: EESC-USP, 2006. 519 p.

SAINT-GOBAIN. **Catálogo de Produtos Online**. Acesso ao sitio <http://www.saint-gobain-canalizacao.com.br/> em Maio de 2016.

SCHREIBER, G. P. **Usinas Hidrelétricas**. São Paulo: Edgard Blucher; Rio de Janeiro: ENGEVIX, 1977.

SILVESTRE, P. **Golpe de Aríete (Método Gráfico)**. Belo Horizonte: UFMG, 1989.

SOUZA, Z.; SANTOS, A. H. M.; BORTONI, E. C. **Centrais Hidrelétricas**. 2 ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2009.

STREETER, V. L.; WYLIE, E. B. **Fluid Mechanics**. 6 ed. Kogakusha: McGraw-Hill, 1975.

TIGRE. **Catálogo Linha Irriga LF DEFoFo. 2016. 4 p.**

_____. **Catálogo Linha DE FoFo MPVC. 2016. 4 p.**

VIANNA, M. R.; MÓLLER, D. S. Aprisionamento de ar em trecho descendente de conduto forçado por gravidade: estudo de caso. In: 28º Congresso Brasileiro de Engenharia Sanitária e Ambiental, 2015, Rio de Janeiro. **Anais...** Rio de Janeiro: 28º Congresso Brasileiro de Engenharia Sanitária e Ambiental, 2015, 7 p.

TOMAZ, P. **Golpe de aríete em casas de bombas.** São Paulo: Navegar Editora, 2010.

WU, D.; YANG, S.; WU, P.; WANG, L. MOC-CFD Coupled Approach for the Analysis of the Fluid Dynamic Interaction between Water Hammer and Pump. **Journal of Hydraulic Engineering**, v. 141, n. 6, Jun, 2015.

12 ANEXOS

Anexo I – Metodologia e Equações para o Cálculo da Celeridade de Conduitos de Diferentes Características

A celeridade, ou velocidade de onda, é uma variável que depende das propriedades de elasticidade do conduto (diâmetro, espessura das paredes e material) e de suas restrições externas (apoios e possibilidade de deslocamento horizontal).

Para os casos de tubos não rígidos, Halliwell (1963 *apud* Chaudhry, 2014) apresenta uma expressão geral para o cálculo da celeridade a da seguinte forma:

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho[1 + (K/E)\psi]}} \quad (95)$$

Sendo K o módulo de compressibilidade do fluido (Pa) obtido em função do fluido e de sua temperatura; ρ a massa específica do fluido (kg/m^3); E o módulo de elasticidade do material (Pa), também conhecido como módulo de Young, e; ψ um parâmetro adimensional que depende das propriedades de elasticidade e restrição do conduto.

Chaudhry (2014) apresenta diversas equações para o cálculo da celeridade para diferentes tipologias de conduitos. Contudo, todas as equações são variações da Equação (95).

Têm-se, assim, as seguintes classificações de conduitos propostas:

✚ Conduto rígido

É utilizada a mesma Equação (95) apresentada anteriormente considerando $\psi = 0$. Portanto, a equação para o cálculo da celeridade transforma-se em

$$a = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (96)$$

✚ Conduto elástico com paredes espessas

São apresentados três casos diferentes para essa classificação de conduitos, de forma que o fator ψ é utilizado para corrigir a expressão geral de cálculo de celeridade. Assim, tem-se:

- Conduitos ancorados com restrição ao deslocamento longitudinal em todo o seu comprimento

$$\psi = 2(v + 1) \left(\frac{R_e^2 + R_i^2}{R_e^2 - R_i^2} - \frac{2vR_i^2}{R_e^2 - R_i^2} \right) \quad (97)$$

Sendo v o coeficiente de Poisson e R_e e R_i os raios externo e interno do conduto, respectivamente.

- Conduto ancorado na extremidade do trecho considerado restringindo o seu deslocamento longitudinal

$$\psi = 2 \left(\frac{R_e^2 + 1,5R_i^2}{R_e^2 - R_i^2} - \frac{v(R_e^2 - 3R_i^2)}{R_e^2 - R_i^2} \right) \quad (98)$$

- Conduto equipado com juntas de expansão

$$\psi = 2 \left(\frac{R_e^2 + R_i^2}{R_e^2 - R_i^2} + v \right) \quad (99)$$

✚ Conduto elástico com paredes finas

Também são apresentados três casos diferentes para essa classificação de condutos, de forma que o fator ψ é utilizado para corrigir a expressão geral de cálculo de celeridade.

- Condutos ancorados com restrição ao deslocamento longitudinal em todo o seu comprimento

$$\psi = \frac{D}{e} (1 - v^2) \quad (100)$$

Sendo D o diâmetro do conduto (m) e e a espessura da parede (m).

- Conduto ancorado na extremidade do trecho considerado restringindo o seu deslocamento longitudinal

$$\psi = \frac{D}{e} (1 - 0,5v) \quad (101)$$

- Conduto equipado com juntas de expansão

$$\psi = \frac{D}{e} \quad (102)$$

✚ Túneis em rocha

Normalmente é complicado determinar precisamente as características das rochas presentes em túneis em virtude da sua heterogeneidade e pela presença de fissuras. Assim, para simplificar o problema, Parmakian (1963 *apud*

Chaudhry, 2014) propôs que para calcular a celeridade em túneis não revestidos, deve-se utilizar a expressão geral, Equação (95), e considerar que $\psi = 1$ e $E = G$, sendo G o módulo de rigidez da rocha.

Para túneis revestidos com aço, considera-se que

$$\psi = \frac{DE}{GD + Ee} \quad (103)$$

Sendo e a espessura do revestimento em aço (m) e E o módulo de elasticidade do aço utilizado.

✚ Conduitos em concreto armado

Para o cálculo da celeridade, Parmakian (1963 *apud* Chaudhry, 2014) sugere calcular uma espessura equivalente em aço para o conduto e aplicar esta espessura à expressão geral, Equação (95), considerando o módulo de elasticidade do aço. A espessura equivalente é calculada da seguinte forma:

$$e_e = E_r e_c + \frac{A_s}{l_s} \quad (104)$$

Sendo e_c a espessura das paredes de concreto (m); A_s a área total das barras de aço (m²); l_s o espaçamento entre as barras de aço (m), e; E_r a razão entre o módulo de elasticidade do concreto e o módulo de elasticidade do aço (este valor varia normalmente entre 0,06 e 0,10, de forma que se sugere o valor 0,05).

✚ Conduitos em materiais plásticos (PVC) e reforçados quimicamente

Para calcular a celeridade neste caso deve-se utilizar a Equação (95) com um adequado valor para o módulo de elasticidade do material.

Anexo II – Coeficientes de Perda de Carga para os Reservatórios Hidropneumáticos (RHO)

A seguir são apresentados os coeficientes de perda de carga utilizados para os Reservatórios Hidropneumáticos da empresa Charlante. Estes valores foram adotados como referência para este trabalho.

CHARLATTE r e s e r v o i r s FAYAT GROUP		HEAD LOSS COEFFICIENTS FOR CHARLATTE "HYDROCHOC" BLADDER VESSEL OUTLET BETWEEN THE VESSEL AND PIPE STATION			
Coefficient	$K(M/(M3/S)^2)$	$H(M) = K * Q^2 (M3/S)$			
Outflow coefficient : from the vessel to the network					
Inflow coefficient : from the network to the vessel					
<i>Inflow coefficient with check valve correspond to a drilled check valve area equal to 1/16 of nominal area</i>					
<i>Coefficient given for inflow with check valve calculated for standard outlet only and not for all diameter</i>					
<i>If no coefficient is available to estimate inflow coefficient with check valve multiply outflow coefficient by 1000</i>					
Connection Diameter mm	STANDARD OUTLET			OPTIMISED OUTLET	
	<i>K inflow with ckeck valve</i>	K outflow	K inflow	K outflow	K inflow
15	-	19.585.625	26.114.167	Not applicable	Not applicable
20	-	6.197.014	8.262.686	Not applicable	Not applicable
50	-	158.644	211.525	Not applicable	Not applicable
80	1300000	24.207	32.276	Not applicable	Not applicable
100	544000	9.915	13.220	2.479	3.470
125	250000	4.061	5.415	1.015	1.421
150	110000	1.959	2.611	490	685
200	34200	103,28	165,25	Not applicable	Not applicable
250	14000	42,3050	67,6879	Not applicable	Not applicable
300	6700	20,4017	32,6427	Not applicable	Not applicable
350	3600	11,0123	17,6197	Not applicable	Not applicable
400	2140	6,4552	10,3284	Not applicable	Not applicable
450	-	4,0300	6,4479	Not applicable	Not applicable
500	870	2,6441	4,2305	Not applicable	Not applicable
600	420	1,2751	2,0402	Not applicable	Not applicable
700	230	0,6883	1,1012	Not applicable	Not applicable
800	133	0,4035	0,6455	Not applicable	Not applicable
900	-	0,2519	0,4030	Not applicable	Not applicable
1000	-	0,1653	0,2644	Not applicable	Not applicable
1100	-	0,1129	0,1806	Not applicable	Not applicable
1200	-	0,0797	0,1275	Not applicable	Not applicable
1500	-	0,0326	0,0522	Not applicable	Not applicable

Anexo III – Características de pressões das tubulações de diferentes materiais

A seguir estão apresentadas as características de pressões admissíveis para os tubos em PVC, PRFV, Ferro Fundido e PEAD, para diferentes diâmetros, conforme catálogos de fabricantes.

PVC

Quadro 12.1. Classes de pressão, diâmetros e espessuras de parede dos tubos em PVC.

Diâmetro (mm)	Classe de Pressão	Pressão de Serviço (mca)	Diâmetro Externo (mm)	Espessura (mm)	Diâmetro Interno (mm)
100	PN 60	60	118,0	2,7	112,6
100	PN 80	80	118,0	3,1	111,8
100	PN 100	100	118,0	4,8	108,4
100	PN 125	125	118,0	4,8	108,4
150	PN 60	60	170,0	3,9	162,2
150	PN 80	80	170,0	4,4	161,2
150	PN 100	100	170,0	6,8	156,4
150	PN 125	125	170,0	6,8	156,4
200	PN 60	60	222,0	5,0	212,0
200	PN 80	80	222,0	5,8	210,4
200	PN 100	100	222,0	8,9	204,2
200	PN 125	125	222,0	8,9	204,2
250	PN 60	60	274,0	6,2	261,6
250	PN 80	80	274,0	7,1	259,8
250	PN 100	100	274,0	11,0	252,0
250	PN 125	125	274,0	11,0	252,0
300	PN 60	60	326,0	7,4	311,2
300	PN 80	80	326,0	8,5	309,0
300	PN 100	100	326,0	13,1	299,8
300	PN 125	125	326,0	13,1	299,8
350	PN 60	60	378,0	8,6	360,8
350	PN 80	80	378,0	9,9	358,2
350	PN 100	100	378,0	15,2	347,6
350	PN 125	125	378,0	15,2	347,6
400	PN 60	60	429,0	9,8	409,4
400	PN 80	80	429,0	11,2	406,6
400	PN 100	100	429,0	17,2	394,6
400	PN 125	125	429,0	17,2	394,6
500	PN 60	60	532,0	12,1	507,8
500	PN 80	80	532,0	13,9	504,2
500	PN 100	100	532,0	21,3	489,4
500	PN 125	125	532,0	21,3	489,4

Adaptado de: Tigre (2016)

PRFV

Quadro 12.2. Espessuras das paredes dos tubos de PRFV da Fiberglass - Linha TG em milímetros.

Diâmetro Nominal/ Interno (mm)	25 PSI (17,6 mca)	50 PSI (35,2 mca)	75 PSI (52,8 mca)	100 PSI (70,3 mca)	125 PSI (87,9 mca)	150 PSI (105,5 mca)
100	5,0	5,0	5,0	6,5	6,5	6,5
150	5,0	5,0	6,5	6,5	8,0	9,5
200	5,0	6,5	6,5	8,0	9,5	11,0
250	5,0	6,5	8,0	9,5	11,0	13,0
300	5,0	6,5	9,5	11,0	13,0	16,0
350	6,5	8,0	9,5	13,0	16,0	19,0
400	6,5	8,0	11,0	14,0	17,0	20,0
500	6,5	9,5	13,0	16,0	19,0	23,0
610	6,5	11,0	16,0	20,0	25,0	30,0
700	7,5	12,0	18,0	24,0	30,0	36,0
813	8,5	13,0	20,0	27,0	34,0	41,0
914	9,5	16,0	23,0	30,0	38,0	46,0
1067	9,5	19,0	27,0	35,0	44,0	53,0

Adaptado de: Fiberglass (2016)

Ferro Fundido

Quadro 12.3. Pressões máximas de serviço e espessuras de paredes dos tubos em Ferro Fundido da Saint-Gobain – Junta Elástica - JGS

Diâmetros		Classe de Pressão			
		K-7		K-9	
DN	Diâmetro Interno (mm)	Espessura (mm)	Pressão Máxima de Serviço (MPa)	Espessura (mm)	Pressão Máxima de Serviço (MPa)
150	170	5,2	7,7	6,0	7,7
200	222	5,4	6,3	6,3	7,4
250	274	5,5	5,2	6,8	6,6
300	326	5,7	4,6	7,2	5,9
350	378	5,9	4,1	7,7	5,5
400	429	6,3	3,6	8,1	5,1
500	532	7,0	3,3	9,0	4,6
600	635	7,7	3,1	9,9	4,3
700	738	8,4	2,9	10,8	4,1
800	842	9,1	2,8	11,7	3,9
900	945	9,8	2,6	12,6	3,7
1000	1048	10,5	2,5	13,5	3,6

Adaptado de: Saint-Gobain (2016)

Quadro 12.4. Pressões máximas de serviço dos tubos em Ferro Fundido da Saint-Gobain – Peças com Flanges

Classe de Pressão do Flange			
PN10		PN16	
DN (mm)	Pressão Máxima de Serviço (MPa)	DN (mm)	Pressão Máxima de Serviço (MPa)
80	2,0	80	2,0
100 e 150	2,0	100 e 150	2,0
200 a 300	1,2	200 a 300	2,0
350 a 1200	1,2	350 a 1200	2,0

Adaptado de: Saint-Gobain (2016)

PEAD

Quadro 12.5. Pressões máximas de serviço e espessuras de paredes dos tubos PE 80 em PEAD da FGS Brasil, em milímetros.

Diâmetro Externo (mm)	PN 4 (40 mca)	PN 5 (50 mca)	PN 6 (60 mca)	PN 8 (80 mca)	PN 10 (100 mca)	PN 12.5 (125 mca)	PN 16 (160 mca)	PN 20 (200 mca)	PN 25 (250 mca)
110	3,4	4,2	5,3	6,6	8,1	10,0	12,3	15,1	18,3
160	4,9	6,2	7,7	9,5	11,8	14,6	17,9	21,9	26,6
200	6,2	7,7	9,6	11,9	14,7	18,2	22,4	27,4	33,3
250	7,7	9,6	11,9	14,8	18,4	22,7	27,9	34,2	41,5
315	9,7	12,2	15,0	18,7	23,2	28,6	35,2	43,1	52,3
355	10,9	13,6	16,9	21,1	26,1	32,2	39,7	48,5	59,0
400	12,3	15,3	19,1	23,7	29,4	36,3	44,7	54,7	
500	15,3	19,1	23,9	29,7	36,8	45,4	55,8		
630	19,3	24,1	30,0	37,4	46,3	57,2			
710	21,8	27,2	33,9	42,1	52,2	64,5			
800	24,5	30,6	38,1	47,4	58,8	72,6			
900	27,6	34,4	42,9	53,3	66,2	81,7			
1000	30,6	38,2	47,7	59,3	72,5	90,2			

Adaptado de: FGS Brasil (2016)

Quadro 12.6. Pressão de colapso para tubulações em PEAD com diferentes classes de pressão e carga de curta duração (3 minutos).

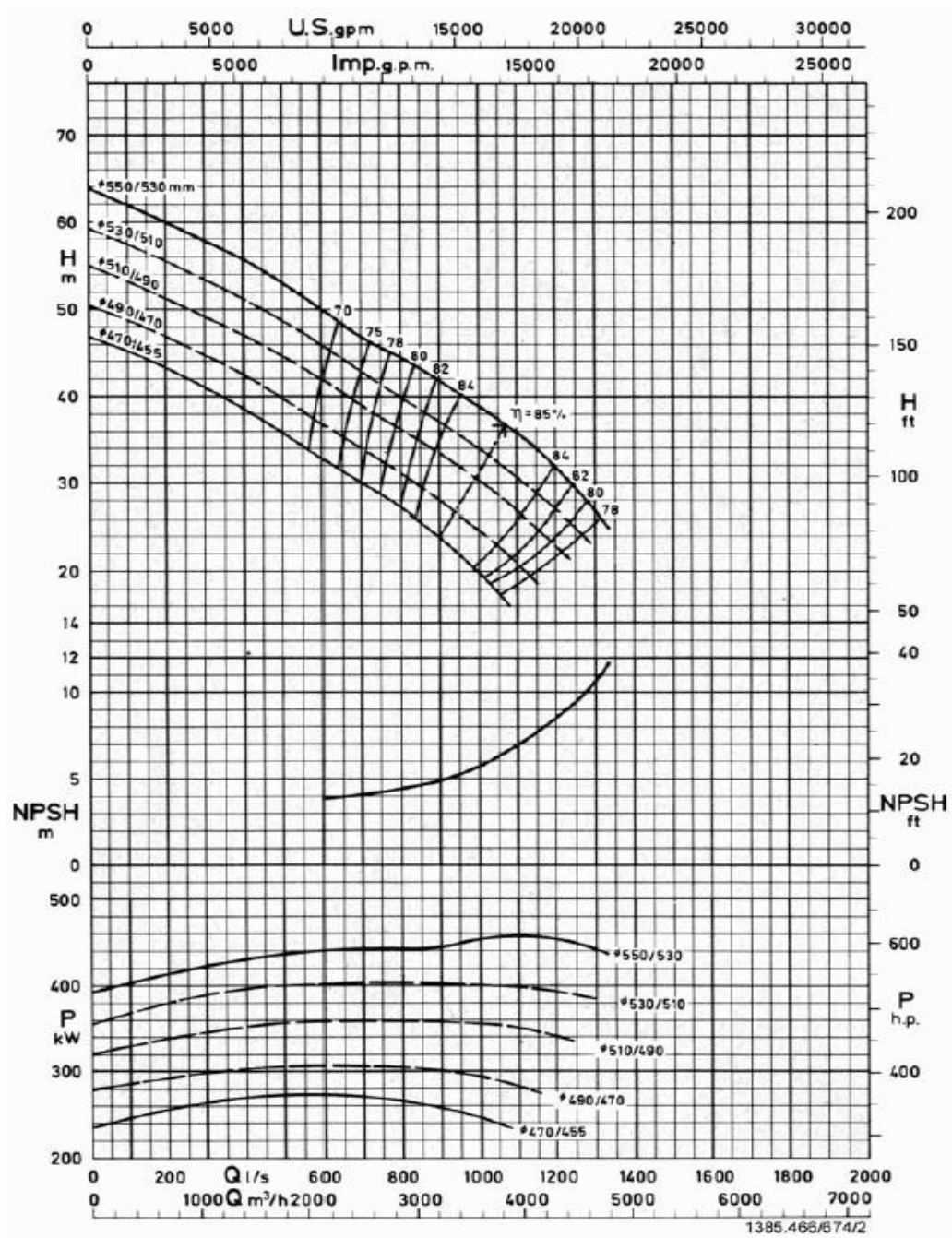
PN (kgf/cm ²)	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0
Pko (mca)	15	30	52	123	240	415	983

Adaptado de: BRASTUBO, 2016.

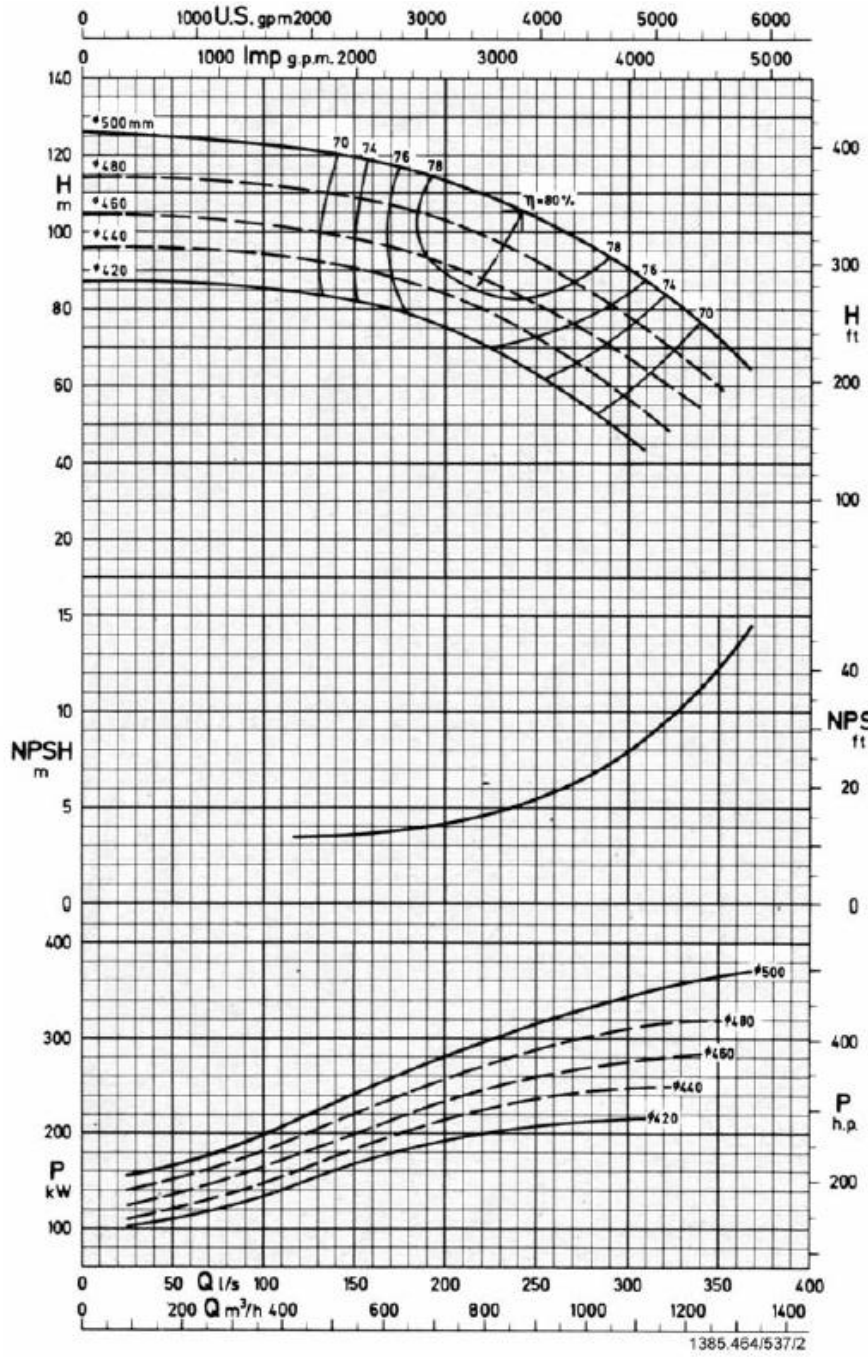
Anexo IV – Características das Bombas KSB

A seguir estão apresentadas as curvas das bombas KSB utilizadas nas simulações.

Sistema A – Bomba KSB RDL 500-510 A – 1160 rpm



Sistema B – Bomba KSB RDL 250-500 B – 1750 rpm

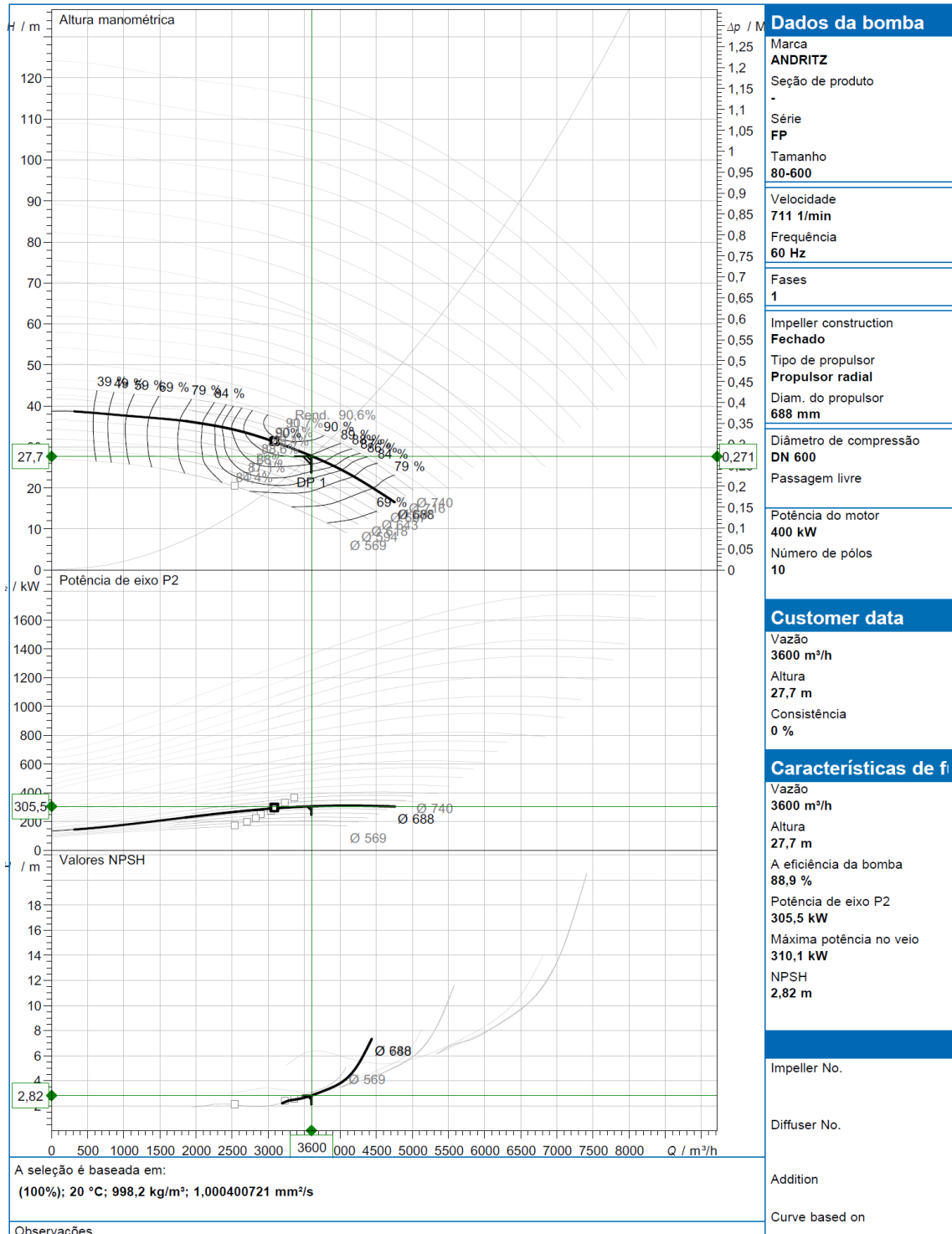


Anexo V – Características das Bombas Andritz – Análise de Sensibilidade ao Momento de Inércia

A seguir estão apresentadas as características das bombas Andritz e dos motores utilizadas na análise de sensibilidade quanto ao momento de inércia do conjunto motor-bomba.

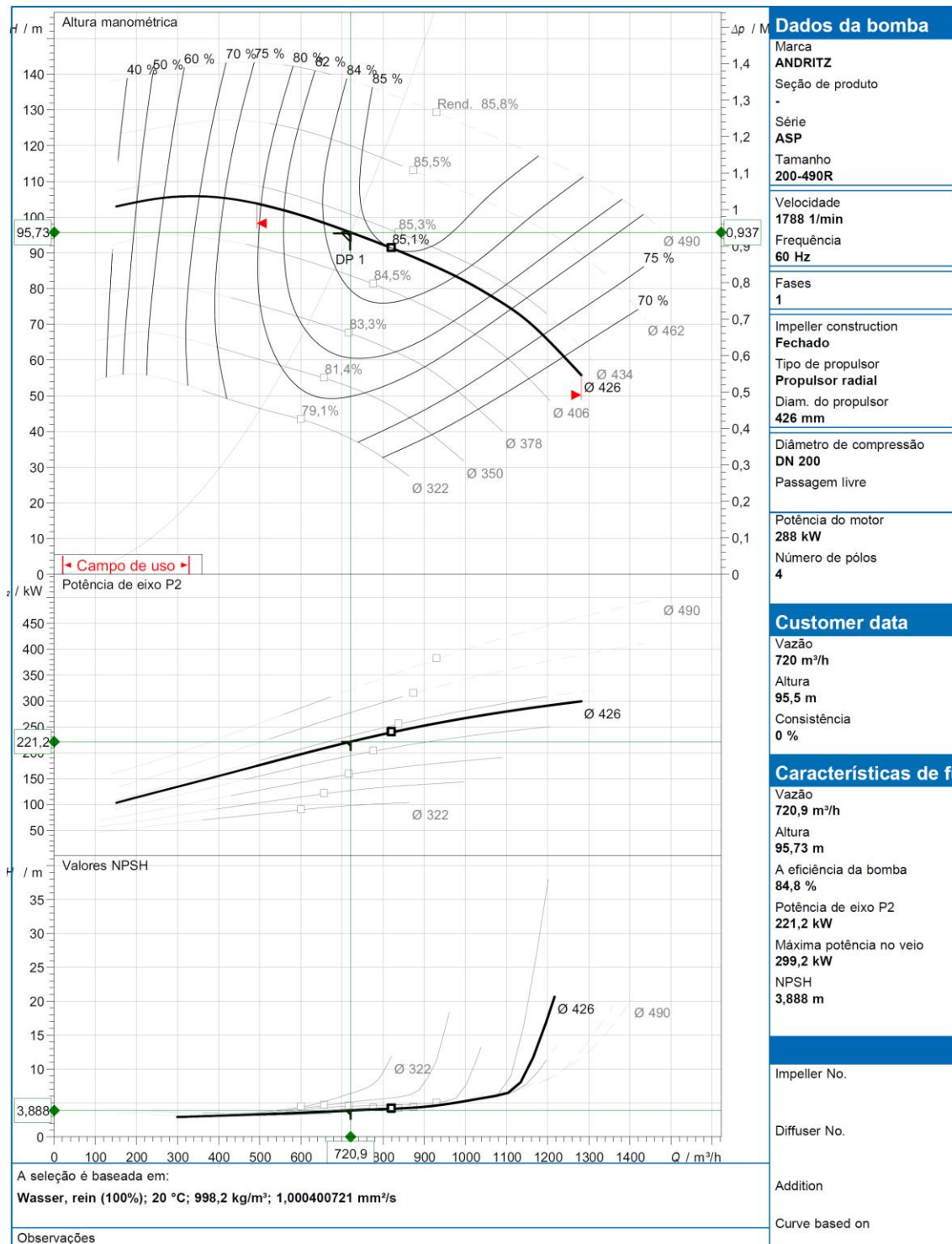
Sistema A

Momentos de Inércia – I bomba = 11 kg.m²; I motor (450 CV) = 23,6 kg.m²



Sistema B

Momentos de Inércia – I bomba = 5,92 kg.m²; I motor (350 CV) = 7,5 kg.m²



Anexo VI – Configuração dos Dispositivos de Proteção para as Simulações na Etapa de Dimensionamento

A seguir são apresentadas as configurações finais utilizadas para os dispositivos de proteção das adutoras como entrada para o programa Allievi.

Configuração dos Reservatórios Hidropneumáticos (RHO)

A – AÇO

Calderins - Dados Básicos					Características físicas do calderín									Ramal de união		Perdas		
Nome	Nó	Zu (m)	Num	Act	D (m)	L (m)	V (m ³)	Rug (mm)	Zb (m)	Posição	Bexiga	P (m)	EP	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K ent	K sal
C2	N14	0,25	1	True	2,1	5,78	20,01	0,1	0,65	Horizontal	SI	9,97	1,2	600	5	0,1	2,0402	1,2751

A - PRFV

Calderins - Dados Básicos					Características físicas do calderín									Ramal de união		Perdas		
Nome	Nó	Zu (m)	Num	Act	D (m)	L (m)	V (m ³)	Rug (mm)	Zb (m)	Posição	Bexiga	P (m)	EP	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K ent	K sal
C2	N14	0,25	1	True	2,1	8,66	29,99	0,1	0,65	Horizontal	SI	9,79	1,2	600	5	0,1	2,0402	1,2751

A – FoFo

Calderins - Dados Básicos					Características físicas do calderín									Ramal de união		Perdas		
Nome	Nó	Zu (m)	Num	Act	D (m)	L (m)	V (m ³)	Rug (mm)	Zb (m)	Posição	Bexiga	P (m)	EP	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K ent	K sal
C2	N14	0,25	1	True	2,1	5,2	18,01	0,1	0,65	Horizontal	SI	6,42	1,2	600	5	0,1	2,0402	1,2751

A - PEAD

Calderins - Dados Básicos					Características físicas do calderín									Ramal de união		Perdas		
Nome	Nó	Zu (m)	Num	Act	D (m)	L (m)	V (m ³)	Rug (mm)	Zb (m)	Posição	Bexiga	P (m)	EP	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K ent	K sal
C2	N14	0,25	1	True	1,9	3,53	10,00	0,1	0,65	Horizontal	SI	7,26	1,2	600	5	0,1	2,0402	1,2751

B – AÇO

Calderins - Dados Básicos					Características físicas do calderín									Ramal de união		Perdas		
Nome	Nó	Zu (m)	Nu m	Act	D (m)	L (m)	V (m ³)	Rug (mm)	Zb (m)	Posição	Bexiga	P (m)	EP	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K ent	K sal
C2	N14	0,9	1	True	1	1,91	1,50011	0,1	1,38	Horizontal	SI	29,1	1,2	150	5	0,1	2611	1959

B – PVC

Calderins - Dados Básicos					Características físicas do calderín									Ramal de união		Perdas		
Nome	Nó	Zu (m)	Nu m	Act	D (m)	L (m)	V (m ³)	Rug (mm)	Zb (m)	Posição	Bexiga	P (m)	EP	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K ent	K sal
C2	N14	0,9	1	True	2,5	6,11	29,99239	0,1	1,3	Horizontal	SI	52,79	1,2	150	5	0,1	2611	1959

B – PRFV

Calderins - Dados Básicos					Características físicas do calderín									Ramal de união		Perdas		
Nome	Nó	Zu (m)	Nu m	Act	D (m)	L (m)	V (m ³)	Rug (mm)	Zb (m)	Posição	Bexiga	P (m)	EP	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K ent	K sal
C2	N14	0,9	1	True	1,2	2,65	2,997079	0,1	1,3	Horizontal	SI	48,27	1,2	150	5	0,1	2611	1959

B – FoFo

Calderins - Dados Básicos					Características físicas do calderín									Ramal de união		Perdas		
Nome	Nó	Zu (m)	Nu m	Act	D (m)	L (m)	V (m ³)	Rug (mm)	Zb (m)	Posição	Bexiga	P (m)	EP	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K ent	K sal
C2	N14	0,9	1	True	1,2	2,65	2,997079	0,1	1,3	Horizontal	SI	48,27	1,2	150	5	0,1	2611	1959

B – PEAD

Calderins - Dados Básicos					Características físicas do calderín									Ramal de união		Perdas		
Nome	Nó	Zu (m)	Nu m	Act	D (m)	L (m)	V (m ³)	Rug (mm)	Zb (m)	Posição	Bexiga	P (m)	EP	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K ent	K sal
C2	N14	0,9	1	True	2,5	6,11	29,99239	0,1	1,3	Horizontal	SI	52,79	1,2	150	5	0,1	2611	1959

Configuração dos Tanques de Alimentação Unidirecional (TAU)

A – AÇO

Tanque Unidirecional - Dados Básicos								Ramal de união			
Nome	Nó	Zu (m)	Act	D (m)	Rug (mm)	Zb (m)	Niv.max (m)	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K sal
Tn3	N18	18,75	True	1,3	1	19,75	3,5	600	5	0,1	3,47

A – PRFV

Tanque Unidirecional - Dados Básicos								Ramal de união			
Nome	Nó	Zu (m)	Act	D (m)	Rug (mm)	Zb (m)	Niv.max (m)	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K sal
Tn2	N15	18,75	True	1,3	1	19,75	3,5	600	5	0,1	3,47

A – FoFo

Tanque Unidirecional - Dados Básicos								Ramal de união			
Nome	Nó	Zu (m)	Act	D (m)	Rug (mm)	Zb (m)	Niv.max (m)	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K sal
Tn2	N15	18,75	True	1,3	1	19,75	3,5	600	5	0,1	3,47

A – PEAD

Tanque Unidirecional - Dados Básicos								Ramal de união			
Nome	Nó	Zu (m)	Act	D (m)	Rug (mm)	Zb (m)	Niv.max (m)	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K sal
Tn2	N16	18,75	True	2,25	1	19,75	3,5	600	5	0,1	3,47

B – AÇO

Tanque Unidirecional - Dados Básicos								Ramal de união			
Nome	Nó	Zu (m)	Act	D (m)	Rug (mm)	Zb (m)	Niv.max (m)	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K sal
Tn2	N16	67,5	True	0,8	1	68,5	3,5	150	5	0,1	797,3

B – PVC

Tanque Unidirecional - Dados Básicos								Ramal de união			
Nome	Nó	Zu (m)	Act	D (m)	Rug (mm)	Zb (m)	Niv.max (m)	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K sal
Tn2	N16	67,5	True	1,2	1	68,5	27,8	400	5	0,1	15,77

B – PRFV

Tanque Unidirecional - Dados Básicos								Ramal de união			
Nome	Nó	Zu (m)	Act	D (m)	Rug (mm)	Zb (m)	Niv.max (m)	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K sal
Tn2	N16	67,5	True	0,8	1	68,5	9	150	5	0,1	797,3

B – FoFo

Tanque Unidirecional - Dados Básicos								Ramal de união			
Nome	Nó	Zu (m)	Act	D (m)	Rug (mm)	Zb (m)	Niv.max (m)	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K sal
Tn2	N16	67,5	True	0,8	1	68,5	3,5	150	5	0,1	797,3

B – PEAD

Tanque Unidirecional - Dados Básicos								Ramal de união			
Nome	Nó	Zu (m)	Act	D (m)	Rug (mm)	Zb (m)	Niv.max (m)	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K sal
Tn2	N16	67,5	True	0,8	1	68,5	15	400	5	0,1	15,77

Configuração das Chaminés de Equilíbrio

A - AÇO

Chaminés - Dados Básicos									Ramal de união				
Nome	Nó	Zu (m)	Act	Tipo	D (m)	Rug (mm)	Zb (m)	Vol. acum.	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K ent	K sal
Ch2	N16	0,25	True	SC	3,5	0,1	0,25		900	0	0	0,1261	0,063

A - PRFV

Chaminés - Dados Básicos									Ramal de união				
Nome	Nó	Zu (m)	Act	Tipo	D (m)	Rug (mm)	Zb (m)	Vol. acum.	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K ent	K sal
Ch2	N16	0,25	True	SC	3,5	0,1	0,25		900	0	0	0,1261	0,063

A - FoFo

Chaminés - Dados Básicos									Ramal de união				
Nome	Nó	Zu (m)	Act	Tipo	D (m)	Rug (mm)	Zb (m)	Vol. acum.	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K ent	K sal
Ch2	N16	0,25	True	SC	3,5	0,1	0,25		900	0	0	0,1261	0,063

A - PEAD

Chaminés - Dados Básicos									Ramal de união				
Nome	Nó	Zu (m)	Act	Tipo	D (m)	Rug (mm)	Zb (m)	Vol. acum.	D (mm)	L (m)	Rug (mm)	K ent	K sal
Ch2	N16	0,25	True	SC	3,5	0,1	0,25		900	0	0	0,1261	0,063

Anexo VII – Custos de fornecimento, assentamento e montagem de tubulações e dispositivos de proteção

A seguir são apresentados os custos relacionados aos tubos e dispositivos de proteção utilizados nesse trabalho. Os custos envolvidos com aquisição, montagem e assentamento dos tubos possuem data base em julho de 2016.

DATA BASE - JULHO/2016 - PRAZO DE OBRA 29 MESES - ORÇAMENTO SEM DESONERAÇÃO				BDI SERVIÇOS			22,87%
				BDI FORNECIMENTO			15,28%
DESCRIÇÃO	REF	COD	UNID	QUANT.	PREÇO UNIT S/ BDI (R\$)	PREÇO UNIT C/ BDI (R\$)	PREÇO TOTAL C/ BDI (R\$)
ADUTORA EM FERRO FUNDIDO K-7 DN300mm							631,14
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM FOFO DN300mm							299,13
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90091	m3	1,89	5,46	6,71	12,65
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	1,29	45,60	52,57	68,04
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,20	39,54	48,58	9,47
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	90045	m2	3,77	12,76	15,68	59,11
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	1,10	39,54	48,58	53,41
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,59	14,03	17,24	10,18
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	83724	kg	49,80	1,41	1,73	86,28
FORNECIMENTO TUBO EM FOFO DN300mm							332,01
FORNECIMENTO TUBO EM FOFO DN300mm L=6,00m	COT	PAM	pc	0,17	1.728,02	1.992,06	332,01
ADUTORA EM FERRO FUNDIDO K-7 DN500mm							1.345,41
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM FOFO DN500mm							416,54
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90092	m3	2,48	4,84	5,95	14,72
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	1,68	45,60	52,57	88,24
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,23	39,54	48,58	10,93
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	90046	m2	4,95	18,53	22,77	112,70
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	1,45	39,54	48,58	70,62
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,80	14,03	17,24	13,73
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	83725	kg	106,10	0,81	1,00	105,60
FORNECIMENTO TUBO EM FOFO DN500mm							928,87
FORNECIMENTO TUBO EM FOFO DN500mm L=6,00m	COT	PAM	pc	0,17	4.834,51	5.573,22	928,87
ADUTORA EM FERRO FUNDIDO K-7 DN600mm							1.469,21
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM FOFO DN600mm							407,65
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90092	m3	2,80	4,84	5,95	16,65
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	1,88	45,60	52,57	98,68
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,24	39,54	48,58	11,66
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94046	m2	5,60	18,53	22,77	127,50
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,92	14,03	17,24	15,91
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	83725	kg	137,90	0,81	1,00	137,24
FORNECIMENTO TUBO EM FOFO DN600mm							1.061,57
FORNECIMENTO TUBO EM FOFO DN600mm L=6,00m	COT	PAM	pc	0,17	5.525,15	6.369,39	1.061,57
ADUTORA EM FERRO FUNDIDO K-7 DN900mm							2.800,20
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM FOFO DN900mm							573,78
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90092	m3	3,90	4,84	5,95	23,16
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	2,50	45,60	52,57	131,36
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,29	39,54	48,58	13,85
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94046	m2	7,79	18,53	22,77	177,36
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	1,40	14,03	17,24	24,07
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	83726	kg	259,40	0,64	0,79	203,98
FORNECIMENTO TUBO EM FOFO DN900mm							2.226,42
FORNECIMENTO TUBO EM FOFO DN900mm L=7,00m	COT	PAM	pc	1,00	1.931,32	2.226,42	2.226,42
ADUTORA EM PVC DEFoFo DN150mm							197,51
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM PVC DN150mm							134,78
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90091	m3	0,98	5,46	6,71	6,54

DATA BASE - JULHO/2016 - PRAZO DE OBRA 29 MESES - ORÇAMENTO SEM DESONERAÇÃO				BDI SERVIÇOS			22,87%
DESCRIÇÃO	REF	COD	UNID	BDI FORNECIMENTO			15,28%
				QUANT.	PREÇO UNIT S/ BDI (R\$)	PREÇO UNIT C/ BDI (R\$)	PREÇO TOTAL C/ BDI (R\$)
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	0,66	45,60	52,57	34,55
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,11	39,54	48,58	5,47
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94044	m2	1,95	22,04	27,08	52,81
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	0,54	39,54	48,58	26,47
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,32	14,03	17,24	5,48
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	73888/004	m	1,00	2,82	3,46	3,46
FORNECIMENTO TUBO EM PVC DN150mm							62,74
TUBO PVC DEFOFO, JEI, 1 MPA, DN 150 MM	SINAPI	9828	m	1,00	54,42	62,74	62,74
ADUTORA EM PVC DEFoFo DN200mm							261,20
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM PVC DN200mm							149,53
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90091	m3	1,08	5,46	6,71	7,25
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	0,73	45,60	52,57	38,30
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,12	39,54	48,58	5,83
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94044	m2	2,16	22,04	27,08	58,49
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	0,61	39,54	48,58	29,57
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,35	14,03	17,24	6,06
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	73888/005	m	1,00	3,28	4,03	4,03
FORNECIMENTO TUBO EM PVC DN200mm							111,67
TUBO PVC DEFOFO, JEI, 1 MPA, DN 200 MM	SINAPI	9829	m	1,00	96,87	111,67	111,67
ADUTORA EM PVC DEFoFo DN300mm							441,98
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM PVC DN300mm							201,20
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90091	m3	1,45	5,46	6,71	9,73
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	0,98	45,60	52,57	51,48
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,15	39,54	48,58	7,29
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94044	m2	2,90	22,04	27,08	78,53
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	0,83	39,54	48,58	40,29
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,47	14,03	17,24	8,11
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	73888/007	m	1,00	4,70	5,77	5,77
FORNECIMENTO TUBO EM PVC DN300mm							240,77
TUBO PVC DEFOFO, JEI, 1 MPA, DN 300 MM	SINAPI	9827	m	1,00	208,86	240,77	240,77
ADUTORA EM PVC DEFoFo DN400mm							848,09
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM PVC DN400mm							215,16
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90092	m3	1,86	4,84	5,95	11,06
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	1,25	45,60	52,57	65,94
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,18	39,54	48,58	8,74
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94045	m2	3,72	12,76	15,68	58,32
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	1,07	39,54	48,58	52,19
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,61	14,03	17,24	10,44
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	73888/009	m	1,00	6,88	8,45	8,45
FORNECIMENTO TUBO EM PVC DN400mm							632,94
TUBO PVC DEFOFO PN 60 JEI DN 400	COT	Tigre	m	1,00	549,04	632,94	632,94
ADUTORA EM PVC DEFoFo DN500mm							1.249,67
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM PVC DN500mm							285,16
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90092	m3	2,48	4,84	5,95	14,72
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	1,68	45,60	52,57	88,24
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,23	39,54	48,58	10,93
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94045	m2	4,95	12,76	15,68	77,61
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	1,45	39,54	48,58	70,62
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,80	14,03	17,24	13,73
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	73888/010	m	1,00	7,58	9,31	9,31
FORNECIMENTO TUBO EM PVC DN500mm							964,51
TUBO PVC DEFOFO PN 60 JEI DN 500	COT	Tigre	m	1,00	836,66	964,51	964,51
ADUTORA EM PRFV DN150mm							301,03
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM PRFV DN150mm							134,78
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90091	m3	0,98	5,46	6,71	6,54
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	0,66	45,60	52,57	34,55

DATA BASE - JULHO/2016 - PRAZO DE OBRA 29 MESES - ORÇAMENTO SEM DESONERAÇÃO				BDI SERVIÇOS			22,87%
DESCRIÇÃO	REF	COD	UNID	BDI FORNECIMENTO			15,28%
				QUANT.	PREÇO UNIT S/ BDI (R\$)	PREÇO UNIT C/ BDI (R\$)	PREÇO TOTAL C/ BDI (R\$)
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,11	39,54	48,58	5,47
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94044	m2	1,95	22,04	27,08	52,81
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	0,54	39,54	48,58	26,47
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,32	14,03	17,24	5,48
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	73888/004	m	1,00	2,82	3,46	3,46
FORNECIMENTO TUBO EM PRFV DN150mm							166,26
TUBO PRFV AGUA PB JE 8 kgf/cm2 e 5.000 N/m2 DN 150	COT	VETRO	m	1,00	144,22	166,26	166,26
ADUTORA EM PRFV DN200mm							344,92
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM PRFV DN200mm							149,53
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90091	m3	1,08	5,46	6,71	7,25
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	0,73	45,60	52,57	38,30
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,12	39,54	48,58	5,83
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94044	m2	2,16	22,04	27,08	58,49
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	0,61	39,54	48,58	29,57
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,35	14,03	17,24	6,06
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	73888/005	m	1,00	3,28	4,03	4,03
FORNECIMENTO TUBO EM PRFV DN200mm							195,39
TUBO PRFV AGUA PB JE 8 kgf/cm2 e 5.000 N/m2 DN 200	COT	VETRO	m	1,00	169,49	195,39	195,39
ADUTORA EM PRFV DN300mm							390,14
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM PRFV DN300mm							181,07
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90091	m3	1,31	5,46	6,71	8,75
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	0,87	45,60	52,57	45,96
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,14	39,54	48,58	6,56
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94044	m2	2,61	22,04	27,08	70,68
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	0,74	39,54	48,58	35,92
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,43	14,03	17,24	7,42
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	73888/007	m	1,00	4,70	5,77	5,77
FORNECIMENTO TUBO EM PRFV DN300mm							209,07
TUBO PRFV AGUA PB JE 8 kgf/cm2 e 5.000 N/m2 DN 300	COT	VETRO	m	1,00	181,36	209,07	209,07
ADUTORA EM PRFV DN400mm							539,55
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM PRFV DN400mm							218,29
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90092	m3	1,86	4,84	5,58	10,38
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	1,25	45,60	56,03	70,28
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,18	39,54	48,58	8,74
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94045	m2	3,72	12,76	15,68	58,32
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	1,07	39,54	48,58	52,19
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,61	14,03	17,24	10,44
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	73888/009	m	1,00	6,88	7,93	7,93
FORNECIMENTO TUBO EM PRFV DN400mm							321,26
TUBO PRFV AGUA PB JE 8 kgf/cm2 e 5.000 N/m2 DN 400	COT	VETRO	m	1,00	278,68	321,26	321,26
ADUTORA EM PRFV DN500mm							743,96
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM PRFV DN500mm							289,49
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90092	m3	2,48	4,84	5,58	13,81
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	1,68	45,60	56,03	94,05
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,23	39,54	48,58	10,93
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94045	m2	4,95	12,76	15,68	77,61
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	1,45	39,54	48,58	70,62
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,80	14,03	17,24	13,73
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	73888/010	m	1,00	7,58	8,74	8,74
FORNECIMENTO TUBO EM PRFV DN500mm							454,47
TUBO PRFV AGUA PB JE 8 kgf/cm2 e 5.000 N/m2 DN 500	COT	VETRO	m	1,00	394,24	454,47	454,47
ADUTORA EM PRFV DN600mm							916,39
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM PRFV DN600mm							319,56
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90092	m3	2,80	4,84	5,95	16,65
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	1,88	45,60	52,57	98,68
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO	SINAPI	73964/006	m3	0,24	39,54	48,58	11,66

DATA BASE - JULHO/2016 - PRAZO DE OBRA 29 MESES - ORÇAMENTO SEM DESONERAÇÃO				BDI SERVIÇOS			22,87%
DESCRIÇÃO	REF	COD	UNID	BDI FORNECIMENTO			15,28%
				QUANT.	PREÇO UNIT S/ BDI (R\$)	PREÇO UNIT C/ BDI (R\$)	PREÇO TOTAL C/ BDI (R\$)
MANUAL							
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94045	m2	5,60	12,76	15,68	87,80
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	1,64	39,54	48,58	79,54
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,92	14,03	17,24	15,91
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	73888/010	m	1,00	7,58	9,31	9,31
FORNECIMENTO TUBO EM PRFV DN600mm							596,84
TUBO PRFV AGUA PB JE 8 kgf/cm2 e 5.000 N/m2 DN 600	COT	VETRO	m	1,00	517,73	596,84	596,84
ADUTORA EM AÇO DN150mm							433,29
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM AÇO DN150mm							218,01
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90091	m3	1,50	5,46	6,71	10,03
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	1,02	45,60	52,57	53,48
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,17	39,54	48,58	8,38
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94044	m2	2,99	22,04	27,08	80,97
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	0,84	39,54	48,58	41,04
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,48	14,03	17,24	8,23
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA (S/ SOLDA)	COMP	001	kg	23,49	0,20	0,25	5,77
SOLDA DE TOPO DESCENDENTE, EM CHAPA ACO CHANFR 1/4"	COMP	002	m	0,08	104,64	128,57	10,10
FORNECIMENTO TUBO EM AÇO DN150mm							215,28
TUBO EM AÇO #6,35mm	COT/ADAP	BOSCH	kg	23,49	7,95	9,16	215,28
ADUTORA EM AÇO DN300mm							687,19
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM AÇO DN300mm							256,62
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90092	m3	1,89	4,84	5,95	11,21
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	1,29	45,60	52,57	68,04
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,20	39,54	48,58	9,47
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94045	m2	3,77	12,76	15,68	59,11
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	1,10	39,54	48,58	53,41
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,59	14,03	17,24	10,18
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA (S/ SOLDA)	COMP	001	kg	46,98	0,20	0,25	11,54
SOLDA DE TOPO DESCENDENTE, EM CHAPA ACO CHANFR 1/4"	COMP	002	m	0,26	104,64	128,57	33,66
FORNECIMENTO TUBO EM AÇO DN300mm							430,56
TUBO EM AÇO #6,35mm	COT/ADAP	BOSCH	kg	46,98	7,95	9,16	430,56
ADUTORA EM AÇO DN500mm							1.046,35
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM AÇO DN500mm							328,75
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90092	m3	2,48	4,84	5,95	14,72
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	1,68	45,60	52,57	88,24
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,23	39,54	48,58	10,93
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94045	m2	4,95	12,76	15,68	77,61
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	1,45	39,54	48,58	70,62
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,80	14,03	17,24	13,73
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA (S/ SOLDA)	COMP	001	kg	78,30	0,20	0,25	19,24
SOLDA DE TOPO DESCENDENTE, EM CHAPA ACO CHANFR 1/4"	COMP	002	m	0,26	104,64	128,57	33,66
FORNECIMENTO TUBO EM AÇO DN500mm							717,60
TUBO EM AÇO #6,35mm	COT/ADAP	BOSCH	kg	78,30	7,95	9,16	717,60
ADUTORA EM AÇO DN800mm							1.642,06
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM AÇO DN800mm							493,90
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90087	m3	3,51	5,02	6,17	21,65
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	2,29	45,60	52,57	120,24
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,27	39,54	48,58	13,12
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94048	m2	7,02	15,67	19,25	135,16
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	2,02	39,54	48,58	98,01
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	1,22	14,03	17,24	21,08
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA (S/ SOLDA)	COMP	001	kg	125,28	0,20	0,25	30,79
SOLDA DE TOPO DESCENDENTE, EM CHAPA ACO CHANFR 1/4"	COMP	002	m	0,42	104,64	128,57	53,86

DATA BASE - JULHO/2016 - PRAZO DE OBRA 29 MESES - ORÇAMENTO SEM DESONERAÇÃO				BDI SERVIÇOS			22,87%
DESCRIÇÃO	REF	COD	UNID	BDI FORNECIMENTO			15,28%
				QUANT.	PREÇO UNIT S/ BDI (R\$)	PREÇO UNIT C/ BDI (R\$)	PREÇO TOTAL C/ BDI (R\$)
FORNECIMENTO TUBO EM AÇO DN800mm							1.148,17
TUBO EM AÇO #6,35mm	COT/ADAP	BOSCH	kg	125,28	7,95	9,16	1.148,17
ADUTORA EM AÇO DN1000mm							2.035,03
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM AÇO DN1000mm							599,82
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90087	m3	4,30	5,02	6,17	26,52
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	2,71	45,60	52,57	142,70
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,30	39,54	48,58	14,57
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94048	m2	8,60	15,67	19,25	165,58
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	2,41	39,54	48,58	117,31
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	1,59	14,03	17,24	27,33
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA (S/ SOLDA)	COMP	001	kg	156,60	0,20	0,25	38,48
SOLDA DE TOPO DESCENDENTE, EM CHAPA ACO CHANFR 1/4"	COMP	002	m	0,52	104,64	128,57	67,32
FORNECIMENTO TUBO EM AÇO DN1000mm							1.435,21
TUBO EM AÇO #6,35mm	COT/ADAP	BOSCH	kg	156,60	7,95	9,16	1.435,21
ADUTORA EM PEAD 160 MM PE80 PN8							320,78
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM PEAD 160 MM PE80 PN8							212,99
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90091	m3	0,98	5,46	6,71	6,54
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	0,66	45,60	52,57	34,55
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,11	39,54	48,58	5,47
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94044	m2	1,95	22,04	27,08	52,81
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	0,54	39,54	48,58	26,47
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,32	14,03	17,24	5,48
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA (c/ SOLDA)	COMP	004	m	1,00	66,47	81,67	81,67
FORNECIMENTO TUBO EM PEAD 160 MM PE80 PN8							107,80
TUBO EM PEAD 160 MM PE80 PN8	COT	ADAPT/SINAPI	m	1,00	93,51	107,80	107,80
ADUTORA EM PEAD 315 MM PE80 PN8							896,45
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM PEAD 315 MM PE80 PN8							482,68
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90091	m3	1,31	5,46	6,71	8,75
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	0,87	45,60	52,57	45,96
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,14	39,54	48,58	6,56
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94044	m2	2,61	22,04	27,08	70,68
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	0,74	39,54	48,58	35,92
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,43	14,03	17,24	7,42
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA (c/ SOLDA)	COMP	005	m	1,00	250,17	307,38	307,38
FORNECIMENTO TUBO EM PEAD 315 MM PE80 PN8							413,77
TUBO EM PEAD 315 MM PE80 PN8	COT	ADAPT/SINAPI	m	1,00	358,92	413,77	413,77
ADUTORA EM PEAD 630MM PE80 PN8							2.804,07
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM PEAD 630MM PE80 PN8							1.530,58
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90092	m3	2,80	4,84	5,95	16,65
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	1,88	45,60	52,57	98,68
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,24	39,54	48,58	11,66
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94048	m2	5,60	15,67	19,25	107,82
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	1,64	39,54	48,58	79,54
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	0,92	14,03	17,24	15,91
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA (c/ SOLDA)	COMP	003	m	1,00	976,90	1.200,32	1.200,32
FORNECIMENTO TUBO EM PEAD 630MM PE80 PN8							1.273,49
TUBO EM PEAD 630MM PE80 PN8	COT	ADAPT/SINAPI	m	1,00	1.104,69	1.273,49	1.273,49
ADUTORA EM PEAD 1000MM PE80 PN8							8.232,87
ASSENTAMENTO E MONTAGEM TUBO EM PEAD 1000MM PE80 PN8							3.636,51
ESCAVAÇÃO MEC EM MAT 1A CAT	SINAPI	90092	m3	4,30	4,84	5,95	25,57
FORNECIMENTO DE AREIA MEDIA	SINAPI	368	m3	2,71	45,60	52,57	142,70
BERÇO COM MAT GRANULAR - COMPACTAÇÃO MANUAL	SINAPI	73964/006	m3	0,30	39,54	48,58	14,57

DATA BASE - JULHO/2016 - PRAZO DE OBRA 29 MESES - ORÇAMENTO SEM DESONERAÇÃO				BDI SERVIÇOS			22,87%
DESCRIÇÃO	REF	COD	UNID	BDI FORNECIMENTO			15,28%
				QUANT.	PREÇO UNIT S/ BDI (R\$)	PREÇO UNIT C/ BDI (R\$)	PREÇO TOTAL C/ BDI (R\$)
ESCORAMENTO DE VALA	SINAPI	94048	m2	8,60	15,67	19,25	165,58
REATERRO MANUAL, C/ CONTR.	SINAPI	73964/006	m3	2,41	39,54	48,58	117,31
REATERRO MEC C/ REAPROV MAT LOCAL	SINAPI	93360	m3	1,59	14,03	17,24	27,33
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA (c/ SOLDA)	COMP	006	m	1,00	2.558,35	3.143,44	3.143,44
FORNECIMENTO TUBO EM PEAD 1000MM PE80 PN8							4.596,36
TUBO EM PEAD 1000MM PE80 PN8	COT	ADAPT/SINAPI	m	1,00	3.987,13	4.596,36	4.596,36
CHAMINÉ DE EQUILÍBRIO - D=3,5m, H=5,0m							76.855,65
ESCAVAÇÃO MEC VALA C/ PROF. ATÉ 1,5 M, C/ ESCAVADEIRA HIDRÁULICA, EM SOLO DE 1A CATEGORIA	SINAPI	90092	m3	78,51	4,84	5,95	466,88
CONCRETO PARA LASTRO, FCK 10,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	1 A 01 410 01	m3	4,62	283,79	348,69	1.610,31
FORMA CURVA P/ ESTRUTURAS CONCRETO C/ CHAPA MADEIRA COMPENS PLASTIF 1,10 X 2,20 ESP=18 MM, UTILIZ 03X	COMP	009	m2	251,08	93,49	114,87	28.841,40
EXECUCAO DE CIMBRAMENTO PARA ESCORAMENTO DE FORMAS ELEVADAS DE MADEIRA	SINAPI	83516	m3	97,26	18,66	22,93	2.230,02
CONCRETO ESTRUTURAL, FCK 25,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	2 S 03 328 00	m3	36,20	306,13	376,14	13.616,55
DOBRAGEM E COLOCAÇÃO DE ARMADURA, INCLUS FORNEC	SICRO	3 S 03 353 00	kg	3.982,06	6,15	7,56	30.090,48
CHAMINÉ DE EQUILÍBRIO - D=3,5m, H=15,0m							169.407,81
ESCAVAÇÃO MEC VALA C/ PROF. ATÉ 1,5 M, C/ ESCAVADEIRA HIDRÁULICA, EM SOLO DE 1A CATEGORIA	SINAPI	90092	m3	79,31	4,84	5,95	471,65
CONCRETO PARA LASTRO, FCK 10,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	1 A 01 410 01	m3	4,67	283,79	348,69	1.626,74
FORMA CURVA P/ ESTRUTURAS CONCRETO C/ CHAPA MADEIRA COMPENS PLASTIF 1,10 X 2,20 ESP=18 MM, UTILIZ 03X	COMP	009	m2	526,14	93,49	114,87	60.438,11
EXECUCAO DE CIMBRAMENTO PARA ESCORAMENTO DE FORMAS ELEVADAS DE MADEIRA	SINAPI	83516	m3	381,70	18,66	22,93	8.751,52
CONCRETO ESTRUTURAL, FCK 25,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	2 S 03 328 00	m3	81,27	306,13	376,14	30.568,38
DOBRAGEM E COLOCAÇÃO DE ARMADURA, INCLUS FORNEC	SICRO	3 S 03 353 00	kg	8.939,50	6,15	7,56	67.551,40
CHAMINÉ DE EQUILÍBRIO - D=3,5m, H=22,0m							252.455,76
ESCAVAÇÃO MEC VALA C/ PROF. ATÉ 1,5 M, C/ ESCAVADEIRA HIDRÁULICA, EM SOLO DE 1A CATEGORIA	SINAPI	90092	m3	80,11	4,84	5,95	476,41
CONCRETO PARA LASTRO, FCK 10,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	1 A 01 410 01	m3	4,71	283,79	348,69	1.643,18
FORMA CURVA P/ ESTRUTURAS CONCRETO C/ CHAPA MADEIRA COMPENS PLASTIF 1,10 X 2,20 ESP=18 MM, UTILIZ 03X	COMP	009	m2	722,41	93,49	114,87	82.983,99
EXECUCAO DE CIMBRAMENTO PARA ESCORAMENTO DE FORMAS ELEVADAS DE MADEIRA	SINAPI	83516	m3	655,63	18,66	22,93	15.031,88
CONCRETO ESTRUTURAL, FCK 25,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	2 S 03 328 00	m3	126,16	306,13	376,14	47.454,10
DOBRAGEM E COLOCAÇÃO DE ARMADURA, INCLUS FORNEC	SICRO	3 S 03 353 00	kg	13.877,61	6,15	7,56	104.866,22
CHAMINÉ DE EQUILÍBRIO - D=3,5m, H=30,0m							359.774,47
ESCAVAÇÃO MEC VALA C/ PROF. ATÉ 1,5 M, C/ ESCAVADEIRA HIDRÁULICA, EM SOLO DE 1A CATEGORIA	SINAPI	90092	m3	80,91	4,84	5,95	481,17
CONCRETO PARA LASTRO, FCK 10,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	1 A 01 410 01	m3	4,76	283,79	348,69	1.659,61
FORMA CURVA P/ ESTRUTURAS CONCRETO C/ CHAPA MADEIRA COMPENS PLASTIF 1,10 X 2,20 ESP=18 MM, UTILIZ 03X	COMP	009	m2	949,03	93,49	114,87	109.015,95
EXECUCAO DE CIMBRAMENTO PARA ESCORAMENTO DE FORMAS ELEVADAS DE MADEIRA	SINAPI	83516	m3	1.031,45	18,66	22,93	23.648,56
CONCRETO ESTRUTURAL, FCK 25,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	2 S 03 328 00	m3	186,33	306,13	376,14	70.087,23
DOBRAGEM E COLOCAÇÃO DE ARMADURA, INCLUS FORNEC	SICRO	3 S 03 353 00	kg	20.496,51	6,15	7,56	154.881,94
CHAMINÉ DE EQUILÍBRIO - D=3,5m, H=35,0m							446.638,69

DATA BASE - JULHO/2016 - PRAZO DE OBRA 29 MESES - ORÇAMENTO SEM DESONERAÇÃO				BDI SERVIÇOS			22,87%
DESCRIÇÃO	REF	COD	UNID	BDI FORNECIMENTO			15,28%
				QUANT.	PREÇO UNIT S/ BDI (R\$)	PREÇO UNIT C/ BDI (R\$)	PREÇO TOTAL C/ BDI (R\$)
ESCAVAÇÃO MEC VALA C/ PROF. ATÉ 1,5 M, C/ ESCAVADEIRA HIDRÁULICA, EM SOLO DE 1A CATEGORIA	SINAPI	90092	m3	81,71	4,84	5,95	485,94
CONCRETO PARA LASTRO, FCK 10,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	1 A 01 410 01	m3	4,81	283,79	348,69	1.676,04
FORMA CURVA P/ ESTRUTURAS CONCRETO C/ CHAPA MADEIRA COMPENS PLASTIF 1,10 X 2,20 ESP=18 MM, UTILIZ 03X	COMP	009	m2	1.094,97	93,49	114,87	125.780,56
EXECUCAO DE CIMBRAMENTO PARA ESCORAMENTO DE FORMAS ELEVADAS DE MADEIRA	SINAPI	83516	m3	1.293,08	18,66	22,93	29.647,14
CONCRETO ESTRUTURAL, FCK 25,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	2 S 03 328 00	m3	239,41	306,13	376,14	90.050,76
DOBRAGEM E COLOCAÇÃO DE ARMADURA, INCLUS FORNEC	SICRO	3 S 03 353 00	kg	26.334,70	6,15	7,56	198.998,26
TAU (VOL. = 1,76 m³)							48.910,48
ESCAVAÇÃO MEC VALA C/ PROF. ATÉ 1,5 M, C/ ESCAVADEIRA HIDRÁULICA, EM SOLO DE 1A CATEGORIA	SINAPI	90092	m3	19,93	4,84	5,95	118,54
CONCRETO PARA LASTRO, FCK 10,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	1 A 01 410 01	m3	2,12	283,79	348,69	739,43
FORMA CURVA P/ ESTRUTURAS CONCRETO C/ CHAPA MADEIRA COMPENS PLASTIF 1,10 X 2,20 ESP=18 MM, UTILIZ 03X	COMP	009	m2	41,04	93,49	114,87	4.714,44
EXECUCAO DE CIMBRAMENTO PARA ESCORAMENTO DE FORMAS ELEVADAS DE MADEIRA	SINAPI	83516	m3	54,10	18,66	22,93	1.240,34
CONCRETO ESTRUTURAL, FCK 25,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	2 S 03 328 00	m3	11,64	306,13	376,14	4.378,14
DOBRAGEM E COLOCAÇÃO DE ARMADURA, INCLUS FORNEC	SICRO	3 S 03 353 00	kg	1.280,36	6,15	7,56	9.675,02
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	83724	kg	485,70	1,41	1,73	841,46
FORNECIMENTO DE PEÇAS E CONEXÕES	COT		VB	1,00	23.597,42	27.203,11	27.203,11
TAU (VOL. = 4,52 m³)							61.055,02
ESCAVAÇÃO MEC VALA C/ PROF. ATÉ 1,5 M, C/ ESCAVADEIRA HIDRÁULICA, EM SOLO DE 1A CATEGORIA	SINAPI	90092	m3	19,93	4,84	5,95	118,54
CONCRETO PARA LASTRO, FCK 10,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	1 A 01 410 01	m3	2,12	283,79	348,69	739,43
FORMA CURVA P/ ESTRUTURAS CONCRETO C/ CHAPA MADEIRA COMPENS PLASTIF 1,10 X 2,20 ESP=18 MM, UTILIZ 03X	COMP	009	m2	79,40	93,49	114,87	9.120,77
EXECUCAO DE CIMBRAMENTO PARA ESCORAMENTO DE FORMAS ELEVADAS DE MADEIRA	SINAPI	83516	m3	139,11	18,66	22,93	3.189,44
CONCRETO ESTRUTURAL, FCK 25,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	2 S 03 328 00	m3	16,43	306,13	376,14	6.181,69
DOBRAGEM E COLOCAÇÃO DE ARMADURA, INCLUS FORNEC	SICRO	3 S 03 353 00	kg	1.807,79	6,15	7,56	13.660,58
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	83724	kg	485,70	1,41	1,73	841,46
FORNECIMENTO DE PEÇAS E CONEXÕES	COT		VB	1,00	23.597,42	27.203,11	27.203,11
TAU (VOL. = 4,65 m³)							96.342,24
ESCAVAÇÃO MEC VALA C/ PROF. ATÉ 1,5 M, C/ ESCAVADEIRA HIDRÁULICA, EM SOLO DE 1A CATEGORIA	SINAPI	90092	m3	24,36	4,84	5,95	144,88
CONCRETO PARA LASTRO, FCK 10,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	1 A 01 410 01	m3	2,59	283,79	348,69	903,75
FORMA CURVA P/ ESTRUTURAS CONCRETO C/ CHAPA MADEIRA COMPENS PLASTIF 1,10 X 2,20 ESP=18 MM, UTILIZ 03X	COMP	009	m2	63,49	93,49	114,87	7.293,28
EXECUCAO DE CIMBRAMENTO PARA ESCORAMENTO DE FORMAS ELEVADAS DE MADEIRA	SINAPI	83516	m3	67,29	18,66	22,93	1.542,86
CONCRETO ESTRUTURAL, FCK 25,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	2 S 03 328 00	m3	17,53	306,13	376,14	6.593,80
DOBRAGEM E COLOCAÇÃO DE ARMADURA, INCLUS FORNEC	SICRO	3 S 03 353 00	kg	1.928,31	6,15	7,56	14.571,28
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	83725	kg	2.029,00	0,81	1,00	2.019,36
FORNECIMENTO DE PEÇAS E CONEXÕES	COT		VB	1,00	54.886,39	63.273,03	63.273,03
TAU (VOL. = 7,58 m³)							121.730,98
ESCAVAÇÃO MEC VALA C/ PROF. ATÉ 1,5 M, C/ ESCAVADEIRA HIDRÁULICA, EM SOLO DE 1A CATEGORIA	SINAPI	90092	m3	19,93	4,84	5,95	118,54
CONCRETO PARA LASTRO, FCK 10,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	1 A 01 410 01	m3	2,12	283,79	348,69	739,43

DATA BASE - JULHO/2016 - PRAZO DE OBRA 29 MESES - ORÇAMENTO SEM DESONERAÇÃO				BDI SERVIÇOS			22,87%
				BDI FORNECIMENTO			15,28%
DESCRIÇÃO	REF	COD	UNID	QUANT.	PREÇO UNIT S/ BDI (R\$)	PREÇO UNIT C/ BDI (R\$)	PREÇO TOTAL C/ BDI (R\$)
LANÇAM							
FORMA CURVA P/ ESTRUTURAS CONCRETO C/ CHAPA MADEIRA COMPENS PLASTIF 1,10 X 2,20 ESP=18 MM, UTILIZ 03X	COMP	009	m2	121,25	93,49	114,87	13.927,67
EXECUCAO DE CIMBRAMENTO PARA ESCORAMENTO DE FORMAS ELEVADAS DE MADEIRA	SINAPI	83516	m3	231,85	18,66	22,93	5.315,74
CONCRETO ESTRUTURAL, FCK 25,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	2 S 03 328 00	m3	21,67	306,13	376,14	8.149,19
DOBRAGEM E COLOCAÇÃO DE ARMADURA, INCLUS FORNEC	SICRO	3 S 03 353 00	kg	2.383,17	6,15	7,56	18.008,46
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	83725	kg	1.584,70	0,81	1,00	1.577,17
FORNECIMENTO DE PEÇAS E CONEXÕES	COT		VB	1,00	64.100,26	73.894,78	73.894,78
TAU (VOL. = 13,92 m³)							118.572,82
ESCAVAÇÃO MEC VALA C/ PROF. ATÉ 1,5 M, C/ ESCAVADEIRA HIDRÁULICA, EM SOLO DE 1A CATEGORIA	SINAPI	90092	m3	32,78	4,84	5,95	194,94
CONCRETO PARA LASTRO, FCK 10,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	1 A 01 410 01	m3	3,49	283,79	348,69	1.215,95
FORMA CURVA P/ ESTRUTURAS CONCRETO C/ CHAPA MADEIRA COMPENS PLASTIF 1,10 X 2,20 ESP=18 MM, UTILIZ 03X	COMP	009	m2	106,66	93,49	114,87	12.252,72
EXECUCAO DE CIMBRAMENTO PARA ESCORAMENTO DE FORMAS ELEVADAS DE MADEIRA	SINAPI	83516	m3	92,36	18,66	22,93	2.117,65
CONCRETO ESTRUTURAL, FCK 25,0 MPA, INCLUS LANÇAM	SICRO	2 S 03 328 00	m3	31,06	306,13	376,14	11.682,55
DOBRAGEM E COLOCAÇÃO DE ARMADURA, INCLUS FORNEC	SICRO	3 S 03 353 00	kg	3.416,48	6,15	7,56	25.816,63
INSTALAÇÃO E MONTAGEM MAT ADUTORA	SINAPI	83725	kg	2.029,00	0,81	1,00	2.019,36
FORNECIMENTO DE PEÇAS E CONEXÕES	COT		VB	1,00	54.886,39	63.273,03	63.273,03