UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL E AMBIENTAL

MODELAGEM DE TRANSIENTES HIDRÁULICOS DA ADUTORA DE ÁGUA TRATADA AAT.TAQ.010 UTILIZANDO O SOFTWARE OPENFLOWS HAMMER

FELIPE ALEXANDRE SILVA VILELA

ORIENTADOR: ALEXANDRE KEPLER SOARES

MONOGRAFIA DE PROJETO FINAL EM ENGENHARIA AMBIENTAL

BRASÍLIA/DF: FEVEREIRO/2023

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL E AMBIENTAL

MODELAGEM DE TRANSIENTES HIDRÁULICOS DA ADUTORA DE ÁGUA TRATADA AAT.TAQ.010 UTILIZANDO O SOFTWARE OPENFLOWS HAMMER

FELIPE ALEXANDRE SILVA VILELA

MONOGRAFIA DE PROJETO FINAL SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL E AMBIENTAL DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE BACHAREL EM ENGENHARIA AMBIENTAL.

APROVADA POR:

_____

ALEXANDRE KEPLER SOARES, Doutor (ENC/UNB)

(ORIENTADOR)

_____

LEONARDO ZANDONADI MOURA, Doutor (ENC/UnB)

(Examinador Interno)

_____

DIOGO FIDELIS COSTA, Mestre (CAESB)

(Examinador Externo)

DATA: BRASÍLIA/DF, 26 DE JULHO DE 2023

FICHA CATALOGRÁFICA

VILELA, FELIPE ALEXANDRE SILVA

Modelagem de transientes hidráulicos da adutora de água tratada AAT.TAQ.010 utilizando o software OpenFlows Hammer. Distrito Federal, 2023.

, 55 p., 297 mm (ENC/FT/UnB, Bacharel, Engenharia Ambiental, 2023).

Monografia de Projeto Final – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia. Departamento de Engenharia Civil e Ambiental.

1. Transitórios Hidráulicos
2. Método das Características
3. Dispositivo de Proteção
4.Envoltórias de pressões
5. OpenFlows Hammer

I. ENC/FT/UnB
II. Título (Bacharel)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

VILELA, F. A. S. (2023). Modelagem de transientes hidráulicos da adutora de água tratada AAT.TAQ.010 utilizando o software OpenFlows Hammer. Monografia de Projeto Final, Departamento de Engenharia Civil e Ambiental, Universidade de Brasília, Brasília, DF, xxxp.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Felipe Alexandre Silva Vilela.

TÍTULO DA MONOGRAFIA DE PROJETO FINAL: Modelagem de transientes hidráulicos da adutora de água tratada AAT.TAQ.010 utilizando o software OpenFlows Hammer.

GRAU / ANO: Bacharel em Engenharia Ambiental / 2023

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta monografia de Projeto Final e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desta monografia de Projeto Final pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

_____

Felipe Alexandre Silva Vilela
SHJB Quadra 2 Conjunto 4 Número 21.
71680-349 – Brasília/DF – Brasil
vfelipeasv@gmail.com

AGRADECIMENTOS

A Deus por todas as benção, graças e por seu amor infinito.

Aos meus pais Valdir e Maria por todo apoio, cuidado e amor ao longo dos anos.

Aos meus irmãos Erick, Victor e Rafael pelo apoio, amizade e conselhos na minha jornada.

Aos meus amigos de longa data Gabriel Bichara, Gabriel Francisco, Pedro e Atila pelos anos de amizade e pelo apoio ao longo dos anos.

Aos colegas de engenharia em especial Matheus, Filipe, Daniel, Michelle, Stefanny e Andrey.

Aos amigos feitos na Caesb Gustavo e Leonardo que me ajudaram a trilhar o caminho profissional.

Aos servidores da Caesb Henrique Cruvinel, Maria Goreth, Valdeir, Aruza e Arides da RMAM que me ajudaram a crescer profissionalmente e ampliaram minha visão como engenheiro.

Ao professor Alexandre Kepler Soares por toda orientação e pelo tempo cedido em meu auxílio.

Aos membros da banca do projeto final professor Leonardo e Diogo pelas sugestões e contribuições deste trabalho.

RESUMO

Os transientes hidráulicos referem-se às variações rápidas e temporárias de pressão, velocidade e vazão em um sistema devido a mudanças abruptas em sua operação ou ações externas. As mudanças abruptas de pressão ou vazão se propagam através da tubulação como uma onda de choque, originando efeitos que tendem a ser mais intensos à medida que essas variações se tornam mais rápidas. Portanto, diversos dispositivos de proteção foram criados para evitar grandes variações na adutora, que são danosas às tubulações e conexões da adutora.

O objetivo desse projeto foi realizar a simulação de transientes hidráulicos na adutora AAT.TAQ.010, localizada na região administrativa Lago Norte em Brasília, que conduz água tratada do Reservatório Lago Norte, RAP.LNT.001, para o Reservatório Taquari, RAP.TAQ.001.

A adutora desse projeto possui uma extensão de sete quilômetros, aproximadamente, com dois reservatórios hidropneumáticos (RHO's) como dispositivos de proteção contra transientes. Cinco cenários foram simulados visando verificar as condições de operação do cenário e a possibilidade de utilização de outros dispositivos. O primeiro cenário simulou a adutora sem nenhum dispositivo de proteção, para ter maior compreensão da necessidade dos dispositivos; o segundo contou com a presença das ventosas existentes na adutora; o terceiro simulou os dois RHO's e as ventosas presentes na adutora; o quarto simulou a utilização do volante de inércia; e o quinto a utilização de um RHO com a menor dimensão possível que controlasse o transiente.

O software utilizado para as simulações foi o OpenFlows Hammer, desenvolvido pela Bentley®, que utiliza o Método das Características (MOC) para simulação dos condutos forçados em regime transiente. O MOC possibilita a descrição do transiente, transformando as equações diferenciais parciais não lineares em equações explícitas que podem ser assimiladas em código computacional.

Verificou-se pelo resultados obtidos: a necessidade dos dispositivos de proteção pelos cenários 1 e 2, uma vez que apresentaram resultados de pressão que não seriam suportados pelas conexões da adutora; a eficácia dos dispositivos presentes na adutora; a possibilidade de utilização de um volante de inércia de 50 kg.m²; e o menor volume total do RHO que foi de 5600 litros, o qual consegue reduzir os efeitos dos transitórios.

Palavras-chave: Transitórios hidráulicos, Método das Características, Dispositivos de proteção, Envoltórias de pressões, OpenFlows Hammer.

ABSTRACT

Hydraulic transients refer to rapid and temporary variations in pressure, velocity, and flow within a system due to abrupt changes in its operation or external actions. The sudden changes in pressure or flow propagate through the pipeline as a shock wave, causing effects that tend to be more intense as these variations become faster. Therefore, several protection devices have been created to prevent significant variations in the main pipeline, which can be harmful to the pipelines and connections.

Abrupt changes in pressure or flow propagate through the pipeline as a shockwave, leading to effects that tend to be more intense as these variations become faster. Therefore, several protective devices have been created to prevent large variations in the pipeline.

The objective of this project was to perform the simulation of hydraulic transients in the pipeline AAT.TAQ.010, located in the administrative region of Lago Norte in Brasília, which conveys treated water from the Lago Norte Reservoir, RAP.LNT.001, to the Taquari Reservoir, RAP.TAQ.001.

The pipeline in this project has an extension of approximately seven kilometers, with two hydropneumatic devices used as protection against hydraulic transients. Five scenarios were simulated to verify the operating conditions and the possibility of using other devices. The first scenario simulated the pipeline without any protection devices, to better understand the need for such devices; the second scenario included the presence of existing air valves in the pipeline; the third scenario simulated the two hydropneumatic devices and the air valves present in the pipeline; the fourth scenario simulated the use of the inertia wheel; and the fifth scenario involved using a hydropneumatic device with the smallest possible dimensions to control the transient.

The software used for the simulations was OpenFlows Hammer, developed by Bentley®, which uses the Method of Characteristics (MOC) to simulate transient flow in forced conduits. The MOC enables the description of transients by transforming non-linear partial differential equations into explicit equations that can be assimilated into computational code.

The results obtained showed: the need for protection devices in scenarios 1 and 2, as they presented pressure results that would not be supported by the pipeline connections; the effectiveness of the devices already present in the pipeline; the possibility of using a 50 $kg.m^2$ inertia wheel; and the smallest total volume of the hydropneumatic surge tank, which was 5600 liters, capable of reducing the effects of the transients.

Keywords: Hydraulic transients, Method of Characteristics, Protective devices, Pressure envelopes, OpenFlows Hammer.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 1

2 OBJETIVO 3

2.1 OBJETIVO GERAL 3

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS 3

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA 4

3.1 DESCRIÇÃO DO FENÔMENO TRANSIENTE 4

3.2 MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS 6

3.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO 9

3.3.1 Reservatório a montante a nível constante 9

3.3.2 Reservatório a jusante a nível constante 10

3.3.3 Ponta Seca 10

3.3.4 Válvula a jusante 11

3.3.5 Junções em série 12

3.3.6 Ramificação 13

3.3.7 Bomba Centrífuga 14

3.3.8 Fronteira não-refletente 14

3.4 CELERIDADE 15

3.5 CONVERGÊNCIA E ESTABILIZAÇÃO 16

3.5.1 Erro de discretização 16

3.5.2 Erro de Truncamento 16

3.5.3 Consistência 16

3.5.4 Convergência 17

3.5.5 Estabilidade 17

3.6 MÉTODO DE INTERVALOS ESPECIFICADOS 20

3.7 INTERVALO DE TEMPO COMPUTACIONAL 21

3.8 MÉTODOS E DISPOSITIVOS PARA CONTROLE DE TRANSITÓRIOS 22

3.8.1 Volante de inércia 23

3.8.2 Válvula de Retenção 24

3.8.3 Válvula de alívio de pressões 25

3.8.4 Reservatório de ar comprimido ou hidropneumático (RHO) 25

3.8.5 Chaminé de equilíbrio 27

4 METODOLOGIA 28

4.1 LOCALIZAÇÃO 28
4.2 MATERIAL DA ADUTORA E SUAS PROPRIEDADES 29
4.3 PERFIL DA ADUTORA 30
4.4 CONJUNTO MOTOR-BOMBA 30
4.5 DISPOSITIVOS DE PROTEÇÃO EXISTENTES 32
4.6 DADOS DO FLUIDO RECALCADO 34
4.7 CELERIDADE 34
4.8 MODELAGEM UTILIZANDO OPENFLOWS HAMMER 34
4.9 CENÁRIOS SIMULADOS 35
4.9.1 Cenário 1 35
4.9.2 Cenário 2 36
4.9.3 Cenário 3 36
4.9.4 Cenário 4 37
4.9.5 Cenário 5 37

5 RESULTADOS 39

5.1 CENÁRIO 1 39
5.2 CENÁRIO 2 40
5.3 CENÁRIO 3 41
5.4 CENÁRIO 4 44
5.5 CENÁRIO 5 45
5.6 COMPARAÇÃO ENTRE OS CENÁRIOS 48

6 CONCLUSÃO 50

6.1 RECOMENDAÇÃO PARA TRABALHOS FUTUROS 52

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 53

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema constituído por reservatório a nível constante a montante com uma válvula na extremidade a jusante 4

Figura 2 – Curvas características no plano x-t. 7

Figura 3 – Reservatório a montante a nível constante. 9

Figura 4 – Representação da ponta seca. 11

Figura 5 – Válvula a jusante. 12

Figura 6 – Junção de duas tubulações 13

Figura 7 – Junção ramificada 14

Figura 8 – Fronteira não-refletente 15

Figura 9 – Condição de Courant 18

Figura 10 – Envoltórias de pressões máximas e mínimas após desligamento acidental de uma bomba, com e sem volante de inércia. 24

Figura 11 - Esquema de propagação das ondas de pressão por ocasião da queda no funcionamento de um conjunto motor-bomba 25

Figura 12 – Envoltórias das pressões após o desligamento acidental de um conjunto motor-bomba, com e sem RHO. 26

Figura 13 – Envoltórias das pressões após o desligamento acidental de um conjunto motor-bomba, com e sem chaminé 27

Figura 14 – Mapa de localização da adutora. 28

Figura 15 – Adutora e seus dispositivos. 29

Figura 16 – Perfil da adutora. 30

Figura 17 – Conjunto motor-bomba. 30

Figura 18 - Curva característica de altura manométrica. 31

Figura 19 - Curva característica de rendimento. 31

Figura 20 - Curva característica de potência requerida. 31

Figura 21 - RHO’s do sistema de abastecimento. 32

Figura 22 – Arranjo do RHO. 33
Figura 23 - configuração do cenário 1 adutora sem dispositivos de proteção. 35
Figura 24 - Configuração do cenário 2 com a utilização das ventosas tríplice função. 36
Figura 25 - Cenário 3 configuração atual. 36
Figura 26 - Cenário 4 com utilização do volante de inércia. 37
Figura 27 - Cenário 5 com um RHO de dimensões menor. 38
Figura 28 - Gráfico das alturas piezométricas e volume de vapor no cenário1. 39
Figura 29 - Gráfico das envoltórias de pressão do cenário 1. 40
Figura 30 - Envoltórias de carga piezométrica e volume de vapor do cenário 2. 41
Figura 31 - Envoltórias de pressão do cenário 2. 41
Figura 32 - Envoltórias da carga piezométrica e volume de vapor do cenário 3. 42
Figura 33 - Envoltórias de pressão do cenário 3. 42
Figura 34 - Entrada de água dentro dos RHO's ao longo do tempo. 43
Figura 35 - Variação do volume do gás dos RHO's ao longo do tempo. 43
Figura 36 - Variação da pressão ao longo do tempo nos RHO's. 44
Figura 37 - Envoltórias da carga piezométrica e volume de vapor do cenário 4. 44
Figura 38 - Envoltórias de pressão do cenário 4. 45
Figura 39 - Envoltórias da carga piezométrica e volume de vapor do cenário 5. 46
Figura 40 - Envoltórias de pressão do cenário 5. 46
Figura 41 - Volume da água que entra no RHO ao longo do tempo. 47
Figura 42 - Variação do volume do gás com o tempo. 47
Figura 43 - Variação da pressão do gás com o tempo 48
Figura 44 - Comparativo das pressões mínimas entre os cenários. 49
Figura 45 - Comparativo das pressões máximas entre os cenários. 49

LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Dados das tubulações de ferro fundido. 29
Tabela 2 – Dados da placa da bomba 32
Tabela 3 – Localização e dados das ventosas 33
Tabela 4 – Propriedades da água 34
Tabela 5- Dados usados para o cálculo da celeridade 34

LISTA DE SÍMBOLOS, NOMENCLATURAS E ABREVIAÇÕES

ρ	Massa específica
λ	Multiplicador
A	Área interna da seção transversal do tubo
a	Celeridade (velocidade de propagação da onda)
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
A_v	Área da seção da válvula
C^-	Característica negativa
C	Coeficiente de rugosidade de Hazen-Williams
C^+	Característica positiva
Caesb	Companhia de Saneamento Ambiental do Distrito Federal
C_N	Número de *Courant*
C_v	Coeficiente de perda de carga na válvula
D	Diâmetro interno do tubo
g	Aceleração da gravidade
H	Carga piezométrica
H_p	Carga desconhecida
H_r	Carga *reated*
H_{res}	Altura do nível de água do reservatório
H_{sh}	Carga *shut-off*
J	Momento de inércia polar do volante de inércia
m	Massa do volante de inércia
MOC	Método das Características
NBR	Norma Técnica Brasileira
PMS	Pressão Máxima de Serviço
PSA	Pressão de Serviço Admissível
Q	Vazão
Q_p	Vazão desconhecida
Q_r	Vazão *rated*
r	Raio do volante de inércia
r_0	Raio externo do volante de inércia
RHO	Reservatório hidropneumático
r_i	Raio interno do volante de inércia

t	Tempo
t_0	Tempo inicial
TAU	Tanque Alimentador Unidirecional
τ	Coeficiente adimensional de abertura da válvula
ν	Coeficiente de Poisson

1 INTRODUÇÃO

Um escoamento em regime permanente e uniforme é aquele em que os valores de pressão e velocidade são constantes em todas as seções do conduto ao longo do tempo. Porém, caso haja alterações ao longo do tempo tal escoamento é denominado regime transiente ou não-permanente.

Chaudhry (2014) define fluxo transiente como o estágio intermediário de fluxo entre duas condições de escoamento estáveis ou permanentes, num intervalo de tempo considerado.

A Hidráulica de Transientes estuda as variações de vazão e pressão no fluxo devidas a algum tipo de perturbação ou alteração em um conduto, podendo ser voluntário, pelo fechamento de uma válvula abruptamente, ou involuntário, como na parada de funcionamento de uma bomba em razão de uma queda da energia elétrica num sistema. Nesse sentido, a análise de transientes é de grande interesse para um bom dimensionamento de um projeto e operação de um sistema hidráulico, uma vez que possibilita determinar pressões geradas por transientes e constatar a necessidade de equipamentos protetores, tais como válvulas e ventosas. Segundo Araújo (2003), as pressões geradas pelos transientes chegam a ser três vezes superiores aos valores de pressões em operação normal.

Um dos principais fenômenos que se busca evitar num sistema hidráulico é o chamado Golpe de Aríete, que produz uma onda de pressão sobre a tubulação ocasionada pela modificação brusca no fluxo do líquido.

> Denomina-se golpe de aríete ao choque violento que se produz sobre paredes de um conduto forçado quando o movimento do líquido é modificado bruscamente. Em outras palavras, é a sobrepressão que as canalizações recebem quando, por exemplo, se fecha um registro, interrompendo-se o escoamento. (AZEVEDO NETTO, 1998)

A norma ABNT NBR 12.218 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2017), que diz respeito ao projeto de rede de distribuição de água para abastecimento público define golpe de aríete como: fenômeno resultante do transitório hidráulico, quando ocorre variação brusca de pressão acima ou abaixo do valor normal de funcionamento. Esta norma, atualizada em 2017, traz a simulação como parte fundamental do dimensionamento da rede, sendo dispensada a simulação hidráulica do sistema existente

se tecnicamente justificada e aceita pela operadora. Logo, a modelagem é considerada fundamental para o dimensionamento de novos projetos.

Dentre os diferentes métodos numéricos computacionais usados para o cálculo de transientes hidráulicos, o Método das Características é amplamente recomendado por autores como Streeter (1978), Almeida (1981), Martin (1982) e Chaudhry (1987), sendo considerado o mais apropriado para soluções unidimensionais de problemas de escoamento sob pressão.

Azevedo (1998) cita as seguintes medidas para evitar o golpe de aríete:

a) Limitação da velocidade nos encanamentos;
b) Fechamento lento de válvulas ou registros, construção de peças que não permitam a obstrução muito rápida;
c) Emprego de válvulas ou dispositivos mecânicos especiais, válvulas Blondelet;
d) Fabricação de tubos com espessura acrescida, tendo em vista a sobrepressão admitida;
e) Construção de chaminés de equilíbrio ou tubos piezométricos capazes de absorver os golpes, permitindo a oscilação da água; e
f) Instalação de câmaras de ar comprimido que proporcionam o amortecimento dos golpes.

Assim, este projeto possui a motivação de trazer um panorama geral do método das características e realizar a modelagem de uma adutora, buscando avaliar a necessidade de dispositivos de proteção. O texto do projeto está dividido no seguintes capítulos subsequentes: (i) Objetivos, em que são introduzidos o objetivo geral e os específicos; (ii) Fundamentação teórica e Revisão bibliográfica, no qual é apresentado o embasamento teórico, que será fundamental para o entendimento da metodologia e discussão dos resultados; (iii) Metodologia, em que serão apresentadas informações relacionadas ao sistema objeto do projeto e o software utilizado para a modelagem; (iv) Resultados; e (v) Conclusão.

2 OBJETIVO

2.1 OBJETIVO GERAL

Avaliar riscos decorrentes de transientes hidráulicos e a performance de diferentes dispositivos de proteção em uma adutora de médio porte localizada no Distrito Federal.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Este projeto tem como objetivo realizar a simulação dos transientes hidráulicos por meio da modelagem da adutora AAT.TAQ.010, que pertence ao sistema de abastecimento de água do Lago Norte, no Distrito Federal, realizando a comparação entre diferentes cenários com diferentes dispositivos de proteção contra o golpe de aríete na adutora.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo possui o intento de realizar fundamentação teórica correlata a hidráulica de transientes e a modelagem de sistemas. A fundamentação foi dividida em: descrição do fenômeno, método das características, condições de contorno, convergência e estabilização, método dos intervalos especificados e intervalo de tempo computacional.

3.1 DESCRIÇÃO DO FENÔMENO TRANSIENTE

Chaudhry (2014) define o golpe de aríete como as flutuações de pressão causadas por uma mudança no fluxo, que depende do fluido envolvido. O autor exemplifica a seguinte situação de um golpe de aríete:

Em uma situação hipotética de um sistema constituído por um reservatório com nível constante a montante e uma válvula na extremidade a jusante (Figura 1), a qual houve o fechamento instantâneo. A mudança na velocidade do fluxo faz com que a carga piezométrica H_o mude para $H_o + \Delta H$, a densidade do fluido ρo mude para $\rho o + \Delta\rho$ e uma onda de pressão de magnitude ΔH viaje no sentido a montante. Designa-se a velocidade da onda de pressão por a, e assume-se que as paredes do tubo são rígidas, ou seja, a área do tubo, A, não muda devido a mudanças de pressão.

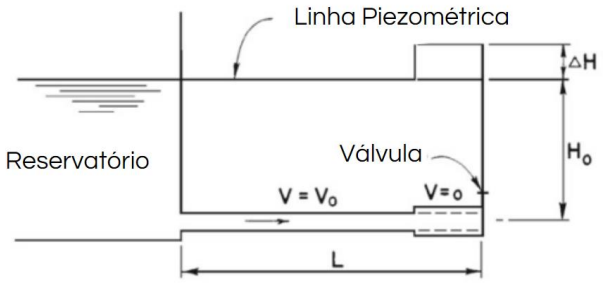


Figura 1 – Sistema constituído por reservatório a nível constante a montante com uma válvula na extremidade a jusante.

(Fonte: Chaudhry 2014, adaptado)

A condição de escoamento no sistema era permanente e após o fechamento instantâneo da válvula passou a ser transiente. Uma onda de pressão se propagará no sistema da seguinte forma, assumindo um sistema sem atrito:

1. $0 < t \leq L/a$

A velocidade do fluxo na válvula é reduzida a zero assim que a válvula é completamente fechada. Isso aumenta a pressão na válvula em $\Delta H = (a/g) \cdot V_o$. Devido a

esse aumento de pressão, o tubo se expande, o fluido é comprimido, o que aumenta a densidade do fluido, e uma onda de pressão positiva se propaga em direção ao reservatório. Atrás dessa frente de onda, a velocidade do fluxo é zero e a energia cinética é convertida em energia elástica. Se a é a velocidade da onda de pressão e L é o comprimento da tubulação, então a frente de onda atinge o reservatório a montante no tempo $t = L/a$. Neste momento, ao longo de todo o comprimento da tubulação, o tubo é expandido, a velocidade do fluxo é zero e a carga de pressão é $H_o + \Delta H$.

2. $L/a < t \leq 2L/a$

Quando a onda chega ao reservatório localizado a montante, a carga no reservatório é Ho, enquanto a carga na seção anterior é $H_o + \Delta H$. Devido a essa diferença de carga, o fluido escoa da tubulação para o reservatório com velocidade $-V_o$. Assim, a velocidade do fluxo na entrada do tubo é reduzida de zero para $-V_o$. Isso faz com que a carga caia de $H_o + \Delta H$ para H_o e uma onda negativa se propague em direção à válvula. Em $t = 2L/a$, a frente de onda atinge a válvula fechada, e a carga de pressão em toda a tubulação é H_o, e a velocidade do fluido é $-V_o$.

3. $2L/a < t \leq 3L/a$

Como a válvula está completamente fechada, uma velocidade negativa não pode ser mantida na válvula. Portanto, a velocidade muda instantaneamente de $-V_o$ para 0, a pressão cai para $H_o - \Delta H$ e uma onda negativa se propaga em direção ao reservatório. A frente de onda atinge o reservatório a montante no tempo $t = 3L/a$, a carga de pressão em toda a tubulação é $Ho - \Delta H$ e a velocidade do fluido é zero.

4. $3L/a < t \leq 4L/a$

Assim que esta onda negativa atinge o reservatório, uma condição de desequilíbrio é criada novamente na extremidade a montante. Agora a pressão é maior no lado do reservatório do que em uma seção adjacente na tubulação. Portanto, o fluido agora flui do reservatório para a tubulação com velocidade V_o, e a carga de pressão aumenta para H_o. No tempo $t = 4L/a$, a frente de onda atinge a válvula a jusante, a carga de pressão em toda a tubulação é H_o e a velocidade do fluxo é V_o. Logo, as condições na tubulação neste momento são as mesmas durante as condições iniciais de estado estacionário, exceto pela válvula que se encontra fechada.

3.2 MÉTODO DAS CARACTERÍSTICAS

Considerando que o fluido é compressível e as paredes do conduto deformáveis, as mudanças na pressão e na velocidade são dependentes da velocidade de propagação da onda de pressão. Partindo destas aproximações, as equações de momentum e da continuidade, simplificadas, são:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + y \cdot A \frac{\partial H}{\partial x} + RQ|Q| = 0 \tag{3.1}$$

$$a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} + gA \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \tag{3.2}$$

em que $R = f/(2DA)$.

O fluxo transiente em um conduto forçado é regido pelas equações 3.1 e 3.2. A carga hidráulica é expressa por *H*, a vazão por *Q*, a área da seção transversal do conduto por *A*, a é a celeridade da onda de pressão, *D* é o diâmetro interno do conduto, *f* é o fator de atrito de Darcy-Weisbach, *g* é a aceleração da gravidade, *x* é a distância e *t* o tempo. Para obtenção da solução dessas equações é necessário transformar as equações 3.1 e 3.2 em equações diferenciais ordinárias.

Com a aplicação de um multiplicador $\lambda = \frac{dx}{dt} = \lambda a^2$ que é igual a $\pm 1/a$ e considerando $H = (x, t)$ e $Q = Q(x, t)$ e suas derivadas, as equações 3.1 e 3.2 podem ser reescritas como:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a}\frac{dH}{dt} + RQ|Q| = 0 \tag{3.3}$$

Se $dx/dt = a$.

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{gA}{a}\frac{dH}{dt} + RQ|Q| = 0 \tag{3.4}$$

Se $dx/dt = -a$.

Assim, é possível eliminar a variável independente *x* e converter as equações diferenciais parciais 3.1 e 3.2 em equações diferenciais ordinárias. As equações obtidas são conhecidas por equações de compatibilidade.

Num plano *x*-*t* as equações 3.3 e 3.4 são representadas por linhas retas de inclinação $\pm a$ (Figura 2), chamadas de linhas características. Matematicamente, as linhas dividem o plano *x*-*t* em duas regiões, que são regidas por duas soluções diferentes. Fisicamente, as linhas representam o caminho percorrido por uma perturbação no plano *x*-*t*.

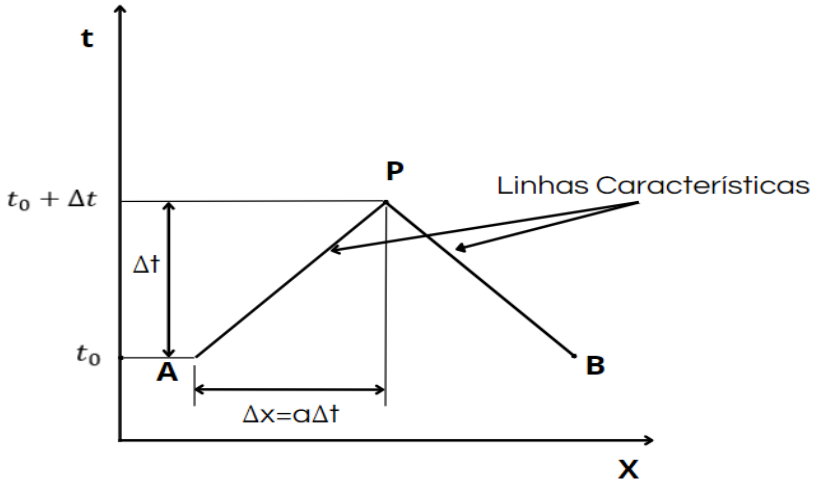


Figura 2 – Curvas características no plano x-t.

(Fonte: autoria própria)

Para o cálculo da pressão e vazão transiente, assume-se que a carga hidráulica *H*, a vazão Q e o tempo $t = t_o$ são conhecidos e busca-se esses valores para um dado tempo $t = t_o + \Delta t$, ou seja, partindo da condição inicial nos pontos A e B da figura 1 procura-se determinar esses valores no ponto P. Para isto, é necessário multiplicar o lado esquerdo das equações 3.3 e 3.4 por dt e integrar a equação obtendo:

$$\int_A^P dQ + \frac{gA}{a}\int_A^P dH + R\int_A^P Q|Q|\,dt = 0 \tag{3.5}$$

A equação 3.3 é válida apenas ao longo de AP os limites de integração são de A até P. Contudo, o terceiro termo desta equação, o qual representa as perdas por atrito, não é facilmente calculado, pois não se sabe, explicitamente, a variação de Q ao longo do tempo. Utilizando a aproximação de primeira ordem no termo do atrito se obtém:

$$R\int_A^P Q|Q|\,dt \simeq RQ_A|Q_A|(tp - t_a) = RQ_A|Q_A|\Delta t \tag{3.6}$$

A vazão se mantém constante de A até P para o cálculo e a equação 3.5 é reescrita como:

$$Q_P - Q_A + \frac{gA}{a}(H_P - H_A) + R\Delta t Q_A|Q_A| = 0 \tag{3.7}$$

A equação 3.7 é exata exceto pela aproximação da parcela de atrito, tal aproximação, produz um resultado satisfatório para aplicações na engenharia, segundo Chaudry (2014). Entretanto, a aproximação de primeira ordem pode produzir resultados instáveis caso o atrito se torne muito elevado. Uma forma de evitar isto seria a utilização de intervalos temporais menores no cálculo computacional, outra forma seria aplicar uma

aproximação de ordem superior ou utilizar procedimentos interativos para avalição do atrito.

Uma aproximação de segunda ordem para o atrito é:

$$R\int_A^P Q|Q|\,dt = 0{,}5R\Delta t[Q_A|Q_A|+Q_P|Q_P|] \tag{3.8}$$

Outras aproximações por outros métodos são:

$$R\int_A^P Q|Q|\,dt = R\Delta t\frac{Q_A+Q_P}{2}\left|\frac{Q_A+Qp}{2}\right| \tag{3.9}$$

$$R\int_A^P Q|Q|\,dt = R\Delta t|Q_A|Q_P| \tag{3.10}$$

A vazão Q_P é desconhecida e procedimentos interativos visando a aproximação são necessários para as equações 3.8 e 3.9. A equação 3.10 resulta numa equação linear similar a 3.7, que pode ser resolvida diretamente a partir da equação 3.4, então a reescreve como:

$$Q_P - Q_B - \frac{gA}{a}(H_P - H_B) + R\Delta t Q_B|Q_B| = 0 \tag{3.11}$$

combinando as variáveis conhecidas se obtém:

$$Q_P = C_P - C_a H_P \tag{3.12}$$

$$Q_P = C_n + C_a H_P \tag{3.13}$$

onde:

$$C_P = Q_A + \frac{gA}{a}H_A - R\Delta t Q_A|Q_A| \tag{3.14}$$

$$C_n = Q_B - \frac{gA}{a}H_B - R\Delta t Q_B|Q_B| \tag{3.15}$$

$$C_a = \frac{gA}{a} \tag{3.16}$$

A equação 3.12 é válida ao longo da linha característica positiva AP e é chamada de equação característica positiva, e a 3.13 é válida ao longo da linha característica negativa BP. Os valores de C_P e C_n são conhecidos e constantes para cada intervalo de tempo, embora possa variar de um intervalo para outro, e C_a é uma constante dependente das

propriedades do conduto. Tanto H_P quanto Q_P são desconhecidos e devem ser determinadas simultaneamente resolvendo estas equações.

A aplicação das equações 3.12 e 3.13, resultam em valores de Q_P e H_P em todos os pontos internos no tempo de um intervalo, porém condições de contorno são necessárias para determinação em suas fronteiras.

$$Q_P = 0{,}5(C_P + C_n) \tag{3.17}$$

3.3 CONDIÇÕES DE CONTORNO

As condições de contorno são necessárias para determinar o estado transiente da vazão e da carga nos limites de um sistema. As equações 3.12 e 3.13 são aplicadas para os escoamentos a jusante e a montante, respectivamente.

3.3.1 Reservatório a montante a nível constante

Situação em que o nível do reservatório, localizado a montante, se mantém constante durante o toda a mudança de regime (Figura 3). Geralmente tal condição de contorno é válida quando o volume do reservatório é muito grande, podendo ser aplicado, também, para situações em que as mudanças do nível sejam pequenas.

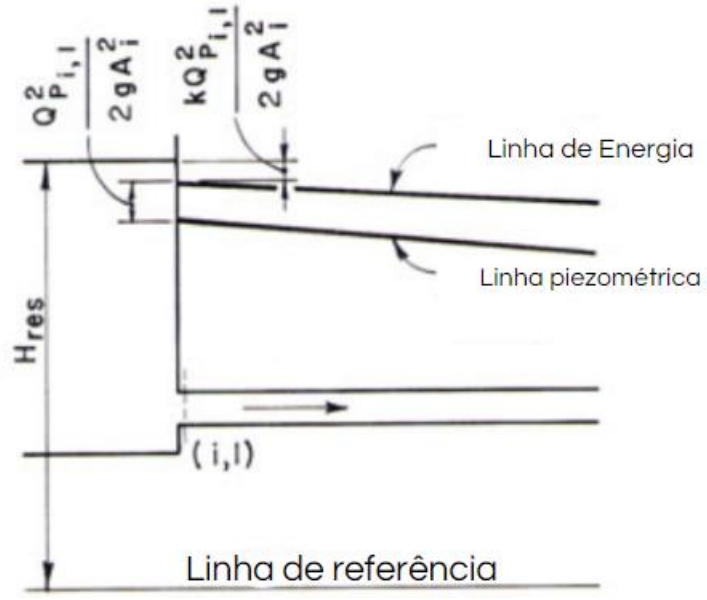


Figura 3 – Reservatório a montante a nível constante.

(Chaudhry 2014, adaptado)

Sejam as perdas de carga na entrada dada por:

$$h_e = \frac{kQ^2_{P_{i,1}}}{2gA_i^2} \tag{3.18}$$

em que *k* é o coeficiente de perda na entrada. A carga piezométrica que ser quer encontrar nessa situação é dada por:

$$H_{P_{i,1}} = H_{res} - (1+k)\frac{Q_{P_{i,1}}^2}{2gA_i^2} \tag{3.19}$$

em que H_{res} é a carga do reservatório.

Para encontrar a condição de contorno dessa situação, se resolve essa equação, simultaneamente, com a equação característica 3.13, obtendo:

$$Q_{P_{i,1}} = \frac{-1+\sqrt{1+4k_1(C_{ni}+C_{ai}H_{res})}}{2k_1} \tag{3.20}$$

se tanto a perda na entrada quanto a velocidade de carga na seção de entrada forem desprezíveis, então:

$$H_{P_{i,1}} = H_{res} \tag{3.21}$$

e a equação 3.13 se torna:

$$Q_{P_{i,1}} = C_{n_i} + C_{a_i}H_{res} \tag{3.22}$$

3.3.2 Reservatório a jusante a nível constante

Esta condição é determinada de forma similar a situação do reservatório a montante, diferenciando-se pelo sinal contrário, devido ao sentido oposto.

$$Q_{P_{i,n+1}} = \frac{1-\sqrt{1-4k_2(C_{ni}-C_{ai}H_{res})}}{2k_2} \tag{3.23}$$

$$H_{P_{i,n+1}} = H_{res} \tag{3.24}$$

$$Q_{P_{i,n+1}} = C_{Pi} - C_{ai}H_{res} \tag{3.25}$$

3.3.3 Ponta Seca

A ponta seca, localizada a jusante do conduto, possui vazão igual a zero, $Q_{P_{i,n+1}} = 0$, portanto, a partir da equação característica positiva (3.12) se obtém:

$$H_{P_{i,n+1}} = \frac{C_{pi}}{C_{ai}} \tag{3.26}$$

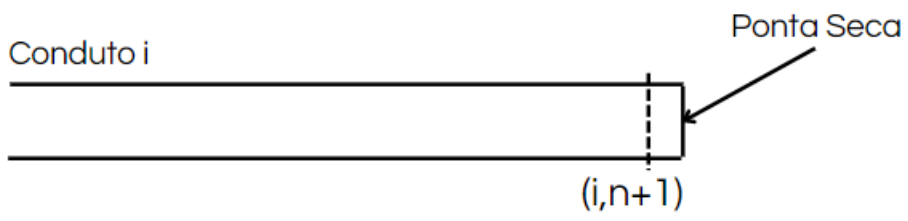


Figura 4 – Representação da ponta seca.

(Fonte: autoria própria)

3.3.4 Válvula a jusante

A condição imposta pela válvula, diferencia-se pela carga e pela vazão que passam por ela. O escoamento em estado estacionário através de uma válvula, que escoa para ar, pode ser escrito como:

$$Q_{o_{i,n+1}} = (C_d A_v)_o \sqrt{2gH_{o_{i,n+1}}} \tag{3.27}$$

em que C_d é o coeficiente de vazão, $H_{o_{i,n+1}}$ é carga a montante da válvula e A_v é a área da seção da válvula. Assumindo que o fluxo no estado transiente através da válvula pode ser descrito por uma equação similar à do estado estacionário, então:

$$Q_{P_{i,n+1}} = (C_d A_v) \sqrt{2gH_{P_{i,n+1}}} \tag{3.28}$$

Dividindo-se 3.28 por 3.27 e calculando a raiz quadrada, além de introduzir a abertura relativa da válvula dada por $\tau = (C_d A_v)/(C_d A_v)_o$, se obtém:

$$Q_{P_{i,n+1}}^2 = \frac{(Q_{o_{i,n+1}} \tau)^2}{H_{o_{i,n+1}}} H_{P_{i,n+1}} \tag{3.29}$$

Substituindo H_P da equação característica positiva em 3.29, temos:

$$Q_{P_{i,n+1}}^2 + C_v Q_{P_{i,n+1}} - C_{pi} C_v = 0 \tag{3.30}$$

em que $C_v = (\tau Q_{o_{i,n+1}})^2 / (C_a H_{o_{i,n+1}})$. Resultando em:

$$Q_{P_{i,n+1}} = 0{,}5(-C_v + \sqrt{C_v^2 + 4C_{pi} C_v}) \tag{3.31}$$

Para calcular a condição transiente de abertura ou fechamento de uma válvula, a curva da abertura relativa pelo tempo deve ser indicada, podendo ser especificada por uma expressão algébrica ou tabular. No caso de um orifício localizado a jusante, as mesmas equações são válidas, mas deve-se atribuir o valor de $\tau = 1$, logo que o orifício sempre se permanece com abertura máxima.

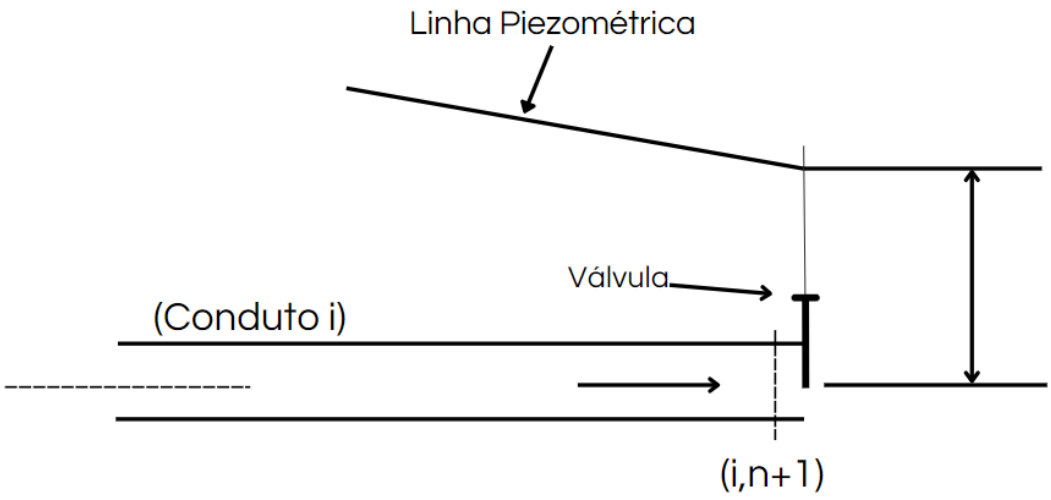


Figura 5 – Válvula a jusante.

(Fonte: autoria própria)

3.3.5 Junções em série

É a condição relativa à junção de dois condutos (Figura 6) de diferentes diâmetros, materiais, espessura de paredes e fatores de atrito. Se as perdas de carga na junção e a diferença nas velocidades nos diferentes condutos na junção forem negligenciadas, então da equação de energia se tem:

$$H_{P_{i,n+1}} = H_{P_{i+1,1}} \tag{3.32}$$

As equações características para essa seções:

$$Q_{P_{i,n+1}} = C_{pi} - C_{ai} H_{P_{i,n+1}} \tag{3.33}$$

$$Q_{P_{i+1,1}} = C_{n_{i+1}} + C_{a_{i+1}} H_{P_{i+1,1}} \tag{3.34}$$

A equação de continuidade na junção é:

$$Q_{P_{i,n+1}} = Q_{P_{i+1,1}} \tag{3.35}$$

da equação 3.32 e 3.35:

$$H_{P_{i,n+1}} = \frac{C_{pi} - C_{n_{i+1}}}{C_{ai} + C_{a_{i+1}}} \tag{3.36}$$

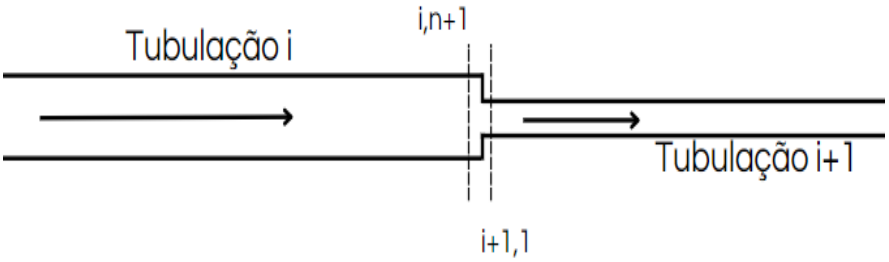


Figura 6 – Junção de duas tubulações

(Fonte: autoria própria)

3.3.6 Ramificação

A equação da continuidade para ramificações (Figura 7) é:

$$Q_{P_{i,n+1}} = Q_{P_{i+1,1}} + Q_{P_{i+2,1}} \tag{3.37}$$

As equações características são:

$$Q_{P_{i,n+1}} = C_{pi} - C_{ai} H_{P_{i,n+1}} \tag{3.38}$$

$$Q_{P_{i+1,1}} = C_{n_{i+1}} + C_{a_{i+1}} H_{P_{i+1,1}} \tag{3.39}$$

$$Q_{P_{i+2,1}} = C_{n_{i+2}} + C_{a_{i+2}} H_{P_{i+2,1}} \tag{3.40}$$

Se as perdas de carga e a diferença na velocidade das cargas em diferentes condutos da bifurcação são desprezíveis, então se segue da equação de energia que:

$$H_{P_{i,n+1}} = H_{P_{i+1,1}} = H_{P_{i+2,1}} \tag{3.41}$$

resultando numa solução a partir de 3.35 e 3.41 igual a:

$$H_{P_{i,n+1}} = \frac{C_{P_i} - C_{n_{i+1}} - C_{n_{i+2}}}{C_{a_i} + C_{a_{i+1}} + C_{a_{i+2}}} \tag{3.42}$$

Equações similares podem ser derivadas para ramificações em mais de três condutos.

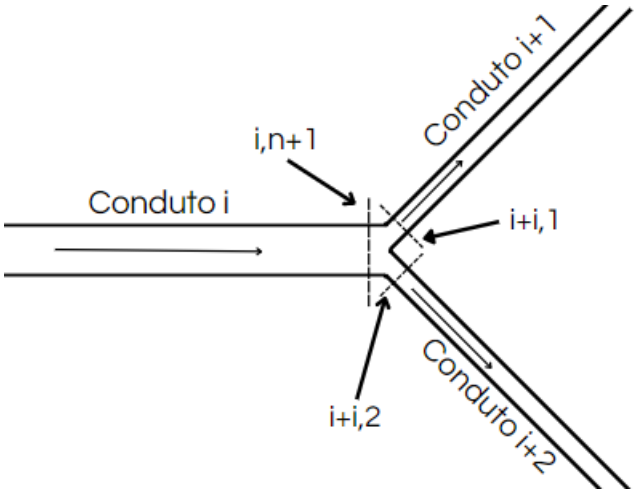


Figura 7 – Junção ramificada

(Fonte: autoria própria)

3.3.7 Bomba Centrífuga

A condição de contorno para uma bomba centrífuga localizada a montante e trabalhando a uma velocidade constante:

A carga desenvolvida por uma bomba quando não há vazão é denominada de carga *shut-off*, H_{sh}, e a carga e a vazão quando a bomba opera em eficiência máxima de carga *reated*, H_r e vazão *rated*, Q_r .

A equação característica para um bomba operando a velocidade constante é:

$$H_{P_{i,1}} = H_{sh} - C_8 Q_{P_{i,1}}^2 \tag{3.43}$$

em que $C_8 = (H_{sh} - H_R)/Q_r^2$. Resolvendo essa equação com equação característica negativa, tem-se:

$$Q_{P_{i,1}} = \frac{-1 + \sqrt{1 + 4C_{a_i}C_8(C_{n_i} + C_{a_i}H_{sh})}}{2C_{a_i}C_8} \tag{3.44}$$

3.3.8 Fronteira não-refletente

Em muitos casos é útil substituir parte do sistema, composto por uma tubulação muito longa ou uma grande rede de tubulações longas por um limite não-refletente, que age como uma tubulação infinita. Uma onda que chegue a este nó é absorvida completamente sem que haja reflexão (Figura 8).

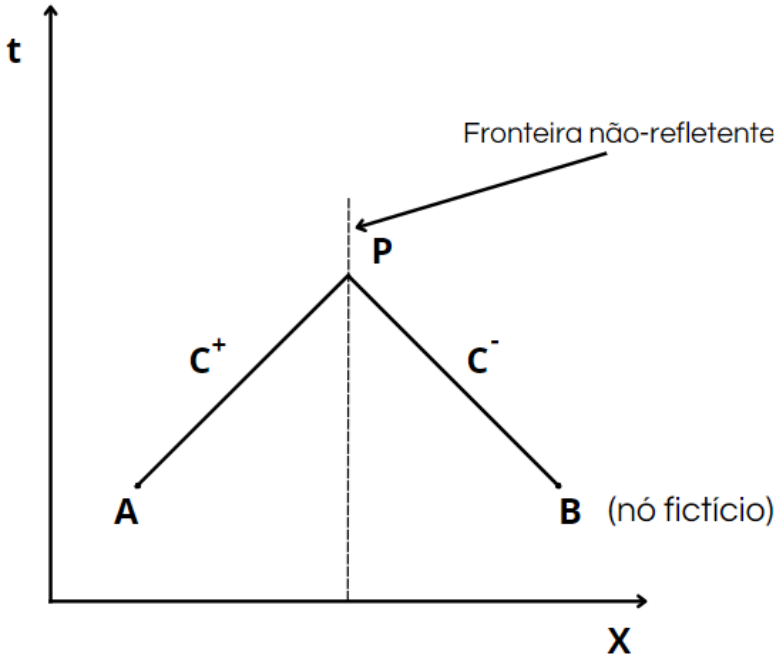


Figura 8 – Fronteira não-refletente

(Fonte: autoria própria)

Para definição desta condição de contorno se admite um nó fictício B locado simetricamente ao nó A, fora do sistema estudado. O nó B possui os mesmo valores de vazão e carga que o nó A, no começo do intervalo. Substituindo os valores de H_B e Q_B na equação 3.15 para C_n.

$$C_n = Q_A - C_a H_A - R\Delta t Q_a |Q_a| \tag{3.47}$$

$$Q_P = \frac{1}{2}(C_p + C_n) \tag{3.48}$$

substituindo C_n de 3.47 em 3.48 obtém:

$$\begin{aligned} Q_P &= \frac{1}{2}(Q_A + C_a H_A - R\Delta t Q_A |Q_A| + Q_A - C_a H_A - R\Delta t Q_A |Q_A|) \\ &= Q_A - R\Delta t Q_A |Q_A| \end{aligned} \tag{3.49}$$

Da equação anterior para um sistema sem atrito a relação $Q_P = Q_a$ é válida. Assim, toda onda é transmitida totalmente para fora do sistema, mas sem reflexão de volta ao sistema a partir do limite.

3.4 CELERIDADE

A velocidade da onda em relação ao meio no qual ela está se propagando é chamada de celeridade da onda. A celeridade para um conduto fechado é calculada pela fórmula:

$$a = \frac{\sqrt{\frac{k}{\rho}}}{\sqrt{1+(\frac{K}{E}\psi)}} \quad (3.50)$$

Sendo:

K= módulo de Elasticidade da Água;

E = Módulo de Elasticidade do Material do Tubo;

ρ = Massa Específica da água.

Em que ψ para parede fina é dado por:

$$\psi = \frac{D}{e}(1 - v^2) \quad (3.51)$$

Sendo:

D = Diâmetro Interno do Tubo;

e = Espessura da Parede do Tubo;

ν = Coeficiente de Poisson.

3.5 CONVERGÊNCIA E ESTABILIZAÇÃO

Para uma solução numérica precisa de uma equação diferencial parcial as aproximações finitas devem satisfazer as condições de convergência e estabilidade.

3.5.1 Erro de discretização

O erro devido à aproximação das derivadas parciais por diferenças finitas é chamado de erro de discretização. Seja $U(x,t)$ uma solução exata de uma equação diferencial parcial com x e t como variáveis independentes, e que $u(x,t)$ seja uma solução exata da equação de diferenças finitas, que aproxima a equação diferencial parcial. Então, a diferença ($U - u$) é o erro de discretização (Smith, 1978).

3.5.2 Erro de Truncamento

Seja *Fji(u) = 0* a equação de diferenças finitas no ponto da malha $i\Delta x$ e $j\Delta t$, em que *i* e *j* referem-se aos pontos da malha nas direções *x* e *t* no plano *x-t*. Se substituir a solução exata da equação diferencial parcial, *U*, nesta equação de diferenças finitas, então *Fji (U)* é denominado de erro de truncamento local no ponto da malha (*i, j*).

3.5.3 Consistência

Se o erro de truncamento tende a zero e Δx e Δt também, então a equação de diferença finita é dita consistente em relação a equação parcial diferencial.

3.5.4 Convergência

Um sistema de diferenças finitas é considerado convergente se a solução exata, u, da equação de diferenças finitas tende para a solução exata da equação diferencial parcial, quando Δx e Δt tendem a zero.

Em algumas situações, pode não ser possível desenvolver as condições de convergência diretamente. Entretanto, a convergência de equações diferenciais lineares, hiperbólicas e parciais podem ser investigadas através de condições de estabilidade e consistência. Um esquema de diferenças finitas é convergente se for estável e consistente com a equação diferencial (Smith, 1978).

3.5.5 Estabilidade

Uma solução exata $u(x, t)$ de uma equação de diferenças finitas é obtida apenas se os cálculos forem executados com um número infinito de dígitos significativos. No entanto, erros de arredondamento são introduzidos a cada intervalo de tempo, pois os cálculos são feitos com um número finito de dígitos. Portanto, a solução numérica difere da solução exata (Chaudry, 2014).

O erro de arredondamento introduzido em qualquer etapa do cálculo pode aumentar, diminuir ou permanecer o mesmo conforme o progresso dos cálculos. Um sistema numérico é dito estável se a amplificação do erro de arredondamento para todas as seções permanece limitada conforme o tempo t tende ao infinito. Se o erro de arredondamento aumenta à medida que a solução progride, o esquema é chamado de instável. No caso de um sistema instável, o erro geralmente cresce muito rapidamente em poucos intervalos de tempo e mascara a solução real, tornando assim os resultados computados inúteis. Portanto, é muito importante saber se alguma condição de estabilidade deve ser satisfeita para um determinado sistema. Um sistema é dito ser incondicionalmente estável se não houver tal condição de estabilidade.

Há diversos métodos para determinar os critérios de convergência ou estabilidade para equações diferenciais parciais não lineares. A estabilidade de um esquema numérico pode ser estudada examinando os resultados computados obtidos pela solução numérica das equações para uma série de razões $\Delta x/\Delta t$ (Collatz, 1960). Os critérios de estabilidade para equações não lineares são geralmente determinados pela linearização ou desprezando os termos não lineares. O critério desenvolvido por tal procedimento é válido para as equações não lineares originais se os termos não lineares forem relativamente pequenos em comparação com os outros termos das equações governantes (Chaudry, 2014).

A estabilidade de um sistema de diferenças finitas pode ser verificada usando um método de von Neumann. Neste método, restrito para equações lineares, os erros na solução numérica em um instante de tempo são expressos em uma série de Fourier. Em seguida, é determinado se esses erros diminuem ou aumentam com o passar do tempo. Um esquema é dito estável se os erros decaem com o tempo e instável se os erros aumentam com o tempo.

Desprezando a não linearidade do termo de atrito da equação 3.1 e seguindo um procedimento desenvolvido por O'Brien, pode-se mostrar que o esquema de diferenças finitas é estável se:

$$\Delta x \geq a\Delta t \tag{3.52}$$

Esta condição é chamada de estabilidade de Courant-Friedrich-Lewy (CFL) ou condição de Courant. Isto implica que as linhas características através de P devem interceptar a linha AB entre A e C e entre C e B, representada pela Figura 9.

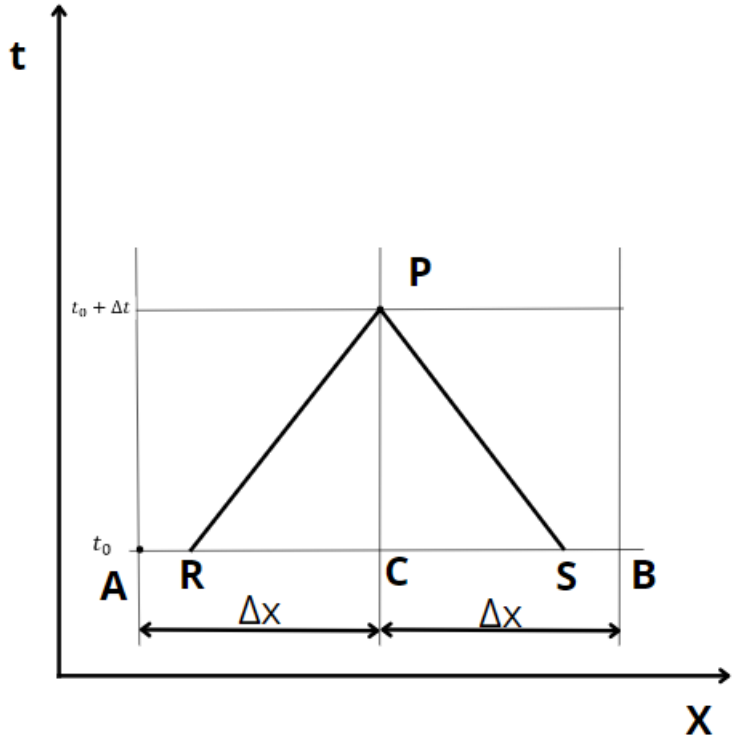


Figura 9 – Condição de Courant

(Fonte: autoria própria)

O número de Courant, CN , é definido como a razão entre a velocidade real da onda, *a*, e a velocidade numérica da onda, Δx/Δt.

$$C_N = \frac{a}{\frac{\Delta x}{\Delta t}} = \frac{a\Delta t}{\Delta x} \tag{3.53}$$

Assim, para que o sistema seja estável o intervalo de tempo computacional, Δt, e o comprimento do trecho, Δ*x*, devem ser selecionados de modo que $C_N \leq 1$. Se o termo de atrito em uma aplicação for grande devido a: grande fator de atrito, grande Δ*t*, grande mudança na vazão e/ou pequeno diâmetro do conduto, então este sistema pode se tornar instável mesmo que Δ*x* e Δ*t* satisfaçam a condição CFL.

Os fatores de atrito são, geralmente, grandes em oleodutos e em túneis de rocha sem revestimento. Para a análise de transientes em tubulações muito longas, um Δ*t* maior pode ser usado para reduzir o tempo computacional, este maior intervalo, também pode ser necessário caso o armazenamento do computador não seja suficiente.

Condições de estabilidade semelhantes ao CFL não podem ser desenvolvidas analiticamente se este termo não linear for incluído. Entretanto, o efeito deste termo na estabilidade foi investigado empiricamente (Chaudhry e Holloway, 1984 e Holloway e Chaudhry, 1985) analisando um sistema de tubulação com um reservatório de nível constante em sua extremidade a montante e uma válvula na extremidade a jusante para diferentes parâmetros do sistema, por exemplo, comprimento e diâmetro do conduto, fluxos iniciais e finais, velocidade da onda, fator de atrito e número de nós computacionais, para garantir a aplicabilidade geral dos limites de estabilidade. Os limites de estabilidade foram determinados variando a vazão e aumentando Δ*x* até que a solução se tornasse instável. Também foram feitas investigações para válvulas de fechamento instantâneo e lento localizadas nas extremidades a montante ou a jusante e para fechamentos parciais de válvulas. Os limites de estabilidade para esses casos foram os mesmos do fechamento instantâneo de uma válvula a jusante. O termo de atrito foi aproximado como dado pelas equações 3.6 e 3.10 . Esses estudos produziram os seguintes limites de estabilidade para várias aproximações do termo de atrito:

Aproximação de primeira ordem:

$$C_R \leq 0{,}5 \tag{3.54}$$

Aproximação de segunda ordem para equação 3.8:

$$C_R \leq 0{,}79 \tag{3.55}$$

Aproximação de segunda ordem para equação 3.9:

$$C_R \leq 0{,}56 \tag{3.56}$$

Em que $C_R = f\,(\Delta Q)(\Delta t)/(4DA)$. A análise de estabilidade de Von Neumann mostra que a aproximação linear do termo de atrito dada pela equação 3.10 produz resultados estáveis para qualquer valor de C_R (Wylie, 1983).

3.6 MÉTODO DE INTERVALOS ESPECIFICADOS

Calcular os intervalos de tempo e espaço em alguns casos é necessário, pois se a velocidade da onda depender da pressão, ou se o sistema tiver mais de um tubo, talvez não seja possível satisfazer a condição $\Delta x = a\Delta t$ para cada tubo, sem ajustar as velocidades das ondas ou o comprimentos de tubos.

Se $\Delta x \neq a\Delta t$, então as curvas características que passam por P não passam por A e nem por B (Figura 9), em vez disso, eles se interceptam em R e S. Observe que, para estabilidade, eles devem cruzar AC e CB. Os valores de H e Q no tempo $t = t_o$ são conhecidos apenas nos pontos A, B e C da malha. No entanto, precisamos de seus valores em R e S para determinar H_P e Q_P no tempo $t = t_o + \Delta t$. Os valores em R e S podem ser determinados a partir das condições conhecidas em A, B e C usando interpolações lineares ou de ordem superior. Para interpolações lineares:

Como x_P e t_P no método de intervalos de tempo especificados são determinados pelo analista, as coordenadas de R e S podem ser determinadas a partir de:

$$x_R = x_P - a(t_P - t_R) = x_P - a\Delta t \tag{3.57}$$

$$x_S = x_P + a(t_P - t_S) = x_P + a\Delta t \tag{3.58}$$

para interpolação linear:

$$Q_R = Q_C - \frac{a\Delta t}{\Delta x}(Q_C - Q_A) \tag{3.59}$$

$$Q_S = Q_C - \frac{a\Delta t}{\Delta x}(Q_C - Q_B) \tag{3.60}$$

$$H_R = H_C - \frac{a\Delta t}{\Delta x}(H_C - H_A) \tag{3.61}$$

$$H_s = H_C - \frac{a\Delta t}{\Delta x}(H_C - H_B) \tag{3.62}$$

Os valores de Q_P e H_P podem ser determinados a partir das equações 3.12 e 3.13 substituindo Q_A e H_A na equação 3.14 por Q_R e H_R, e substituindo Q_B e H_B na equação 3.15 por Q_S e H_S. Isso é feito porque as curvas características que passam através de P agora passam por R e S em vez de por A e B, respectivamente.

As interpolações causam atenuação e dispersão de ondas, com amplitude destoantes, e resultam na propagação de ondas com velocidades mais rápidas do que as especificadas. Para evitar essa dispersão e atenuação de ondas, as interpolações devem ser

evitadas e o C_N deve ser o mais próximo possível de 1. Além disso, como a velocidade da onda não é conhecida com precisão, em aplicações de engenharia, ela pode ser ligeiramente ajustada para eliminar interpolações (Portfors e Chaudhry, 1972).

Kaplan et al. (1972) apresentou um procedimento para evitar interpolações em que Δt, para tubos mais longos, é um múltiplo inteiro de Δt, para tubos mais curtos. Para reduzir erros devido a interpolações, Vardy (1977) e Wiggert e Sundquist (1977) propuseram extrapolar o intervalo, mas ainda assim satisfazer a condição de Courant. Esse procedimento funciona bem nos nós internos, mas é um pouco difícil de aplicar nos limites. Goldberg e Wylie (1983) mostraram que as interpolações no tempo e não no espaço produzem menos manchas nos picos, necessitando de maior armazenamento computacional.

3.7 INTERVALO DE TEMPO COMPUTACIONAL

Para um sistema de dois ou mais condutos, o mesmo intervalo de tempo computacional deve ser usado para todos, de modo que as condições sejam computadas ao mesmo tempo em todos os pontos da malha na junção. Este intervalo de tempo, no entanto, deve satisfazer a condição de estabilidade de Courant, equação 3.52.

Se o intervalo de tempo, Δt, é tal que o comprimento de alcance de qualquer conduto no sistema não é igual a $a\Delta t$, então Δx para aquele conduto deve ser maior que $a\Delta t$, para satisfazer o critério de estabilidade de Courant. No entanto, a seguinte equação deve ser satisfeita para evitar a interpolação:

$$\Delta t = \frac{L_i}{a_i n_i} \quad (i = 1\ para\ N) \tag{3.63}$$

em que n_i deve ser um número inteiro e igual ao número de trechos em que o i-ésimo conduto é dividido e N = número de tubos no sistema. Como a velocidade da onda não é conhecida, seu valor pode ser ajustado para o número de Courant, $C_N = 1$.

Devido às limitações impostas em Δt pela condição de estabilidade de Courant, é necessário muito tempo de processamento computacional para analisar sistemas transientes variáveis. Para a análise de tais sistemas, Yow (1972) apresentou uma técnica na qual o termo inercial da equação do momento é multiplicado por um fator arbitrário α^2 e a equação resultante e da continuidade são, então, convertidas em sua forma característica. Permitindo um intervalo de tempo tão longo quanto α vezes o intervalo de tempo dado pela condição de Courant. Essa técnica, no entanto, é adequada para sistemas com um termo

inercial pequeno em relação aos outros termos, como escoamento de gás em tubulações, escoamento em meios porosos e inundações em rios. Uma vez que as equações governantes originais são alteradas arbitrariamente, deve-se ter extremo cuidado ao usar esta técnica (Rachford e Todd, 1974).

3.8 MÉTODOS E DISPOSITIVOS PARA CONTROLE DE TRANSITÓRIOS

Um sistema de tubulação pode ser projetado com um fator de segurança amplo para suportar possíveis pressões máximas e mínimas, no entanto, a depender da solução proposta pode gerar aumento desnecessário de custos. Diversos dispositivos foram desenvolvidos visando evitar diversos efeitos deletérios que podem ocorrer uma rede de abastecimento, não sendo necessário tubulações mais robustas que encarecem um projeto.

Para um projeto econômico, vários dispositivos e/ou procedimentos de controle são considerados para eliminar ou mitigar os efeitos de transientes indesejáveis, como: aumento ou queda excessiva de pressão, separação de colunas e sobrevelocidade de bombas ou turbinas (Chaudry, 2014). Com o intuito de diminuir as pressões presentes no sistema e criar um sistema que seja economicamente viável e seguro, são inseridos dispositivos de proteção contra transientes hidráulicos nas redes.

A automação e desenvolvimento tecnológico impulsionou ainda mais a utilização desses equipamentos pelas concessionárias de saneamento, uma vez que as análises do comportamento da rede se tornaram mais eficaz e facilitada.

Os dispositivos de proteção contra transitórios hidráulicos podem ser classificados como de ação direta e indireta. Os de ação direta agem sobre a causa geradora de transitórios, trabalhando desde o instante em que a perturbação no sistema inicia. Já os de ação indireta fazem uma intervenção na rede amortizando a perturbação. São dispositivos de ação direta:

- Volante de inércia;
- Válvula de retenção; e
- Válvula de fechamento programado;

Os de ação indireta mais comumente utilizados são:

- Válvula de alívio de pressões;
- Válvula antecipadora de ondas;
- Ventosa;
- Reservatório de ar comprimido ou hidropneumático (RHO);

• Chaminé de equilíbrio;

• Tanque alimentador unidirecional (TAU); e

• By-pass.

3.8.1 Volante de inércia

Os volantes de inércia são dispositivos que são acoplados ao eixo da bomba, visando aumentar o momento de inércia do conjunto girante, pois após o desligamento de uma bomba há a queda de pressão associada à taxa de variação da sua rotação, cuja relação é inversamente proporcional ao momento de inércia do conjunto girante. Buscando reduzir essa taxa o volante é empregado.

Seu emprego é limitado a instalações em que a linha de recalque não exceda algumas centenas de metros, em razão da dimensão que seria exagerada (MACINTYRE, 2013). Para a proteção contra a onda de retorno, além do volante, usa-se a válvula de retenção ou de alívio de pressão.

O volante de inércia atua protegendo a tubulação pela limitação da taxa de queda de rotação da bomba, sendo empregado para limitar pressões negativas em pontos altos da tubulação, evitando a separação de colunas (Tsutiya, 2004).

A energia cinética é dada por:

$$E_{kin} = \frac{1}{2}.J.\omega^2 \tag{3.64}$$

sendo J = momento de inércia polar do volante de inércia (kg.m^2), ω = velocidade angular (s^{-1}). Para um disco sólido:

$$J = \frac{m.r^2}{2} \tag{3.65}$$

sendo m = massa do volante de inércia (kg), r = raio do volante de inércia (disco sólido) (m). Para um disco sólido vazado:

$$J = \frac{m}{2}\left(r_0^2 + r_i^2\right) \tag{3.66}$$

sendo r_0 = raio externo do volante de inércia (disco sólido) (m), r_i = raio interno do volante de inércia (disco sólido) (m). A massa pode ser calculada por:

$$m = \rho.\pi.\left(r_0^2 - r_i^2\right).e \tag{3.67}$$

sendo e = espessura do volante de inércia (disco sólido) (m), ρ = massa específica do material do volante de inércia (kg/m^3), geralmente aço (ρ = 7800 kg/m^3) ou aço carbono (ρ = 7860 kg/m^3 para aço com 0,2% de carbono).

Assim:

$$J = \rho \frac{\pi}{2} \left(r_0^4 - r_i^4 \right) . e \tag{3.68}$$

Uma vez fixados os raios externo e interno, determina-se a espessura do disco. Pode-se observar na Figura 10 as envoltórias de pressão em uma rede com e sem um volante de inércia.

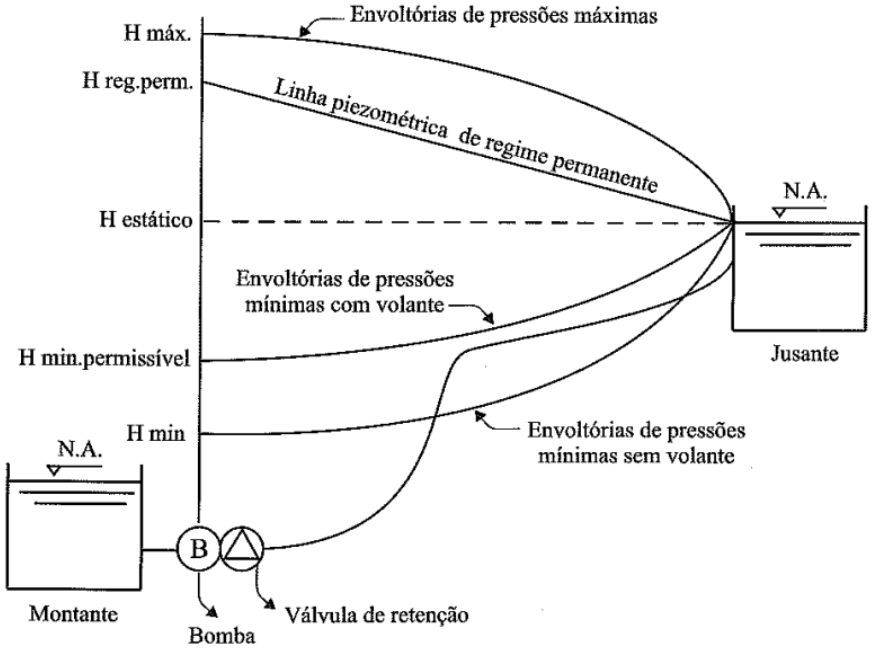


Figura 10 – Envoltórias de pressões máximas e mínimas após desligamento acidental de uma bomba, com e sem volante de inércia.

(Fonte: TSUTIYA, 2004)

3.8.2 Válvula de Retenção

A função primordial da válvula de retenção consiste em evitar que a água flua na direção oposta à da bomba em caso de interrupção de energia. Isso ocorre porque, quando a rotação da bomba não é mais capaz de sustentar o fluxo no sentido habitual, o movimento contrário pode fazer com que a bomba gire no sentido oposto, resultando em possíveis danos.

Para o controle transitório, as válvulas de retenção geralmente são instaladas com outros dispositivos. As bombas também são frequentemente equipadas com uma válvula de retenção para evitar o fluxo reverso. Como as válvulas de retenção não fecham instantaneamente, é possível que ocorra um fluxo de retorno substancial antes do fechamento, o que pode produzir surtos adicionais e, às vezes, grandes no sistema (Boulos, 2005).

A válvula de retenção evita o golpe de aríete quando a bomba atinge a rotação de disparo, o esvaziamento da linha de recalque e, além disso, isola uma bomba de um circuito em paralelo (TSUTIYA, 2004).

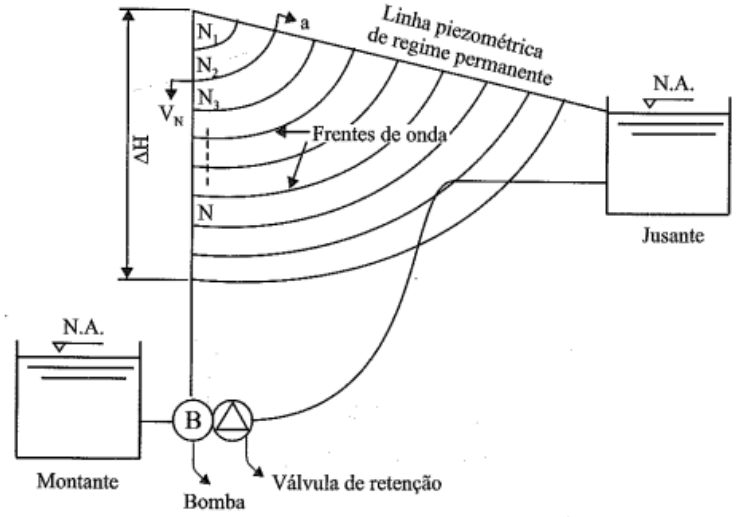


Figura 11 - Esquema de propagação das ondas de pressão por ocasião da queda no funcionamento de um conjunto motor-bomba.

(Fonte: TSUTIYA, 2004)

3.8.3 Válvula de alívio de pressões

A válvula de alívio é geralmente uma das soluções mais econômicas para controlar o comportamento transitório do sistema (Riasi e Tazraei, 2017). Assim como outros dispositivos de proteção, as válvulas de alívio são comumente montadas no conduto próximo à unidade de energia. Elas se abrem quando uma pressão prescrita é excedida, reduzindo o excesso de pressão ao liberar um volume de fluido do processo e evitando uma mudança brusca na velocidade. As válvulas de alívio de pressão devem ter pouca inércia para poderem responder o mais rápido possível ao sobrepasse de pressão detectado.

3.8.4 Reservatório de ar comprimido ou hidropneumático (RHO)

Um reservatório de ar comprimido é uma câmara estanque com ar comprimido em sua parte superior e água em sua parte inferior, com pressão igual ao de regime permanente fornecida pela bomba e tem como princípio de funcionamento, alimentar a tubulação no qual está conectada. A pressão do ar no reservatório equilibra a pressão no encanamento no ponto que está conectado ao reservatório.

Durante a operação normal, o sistema está em regime permanente e o ar contido na câmara se comprime, alcançando um equilíbrio dinâmico com a pressão fornecida pela

bomba. No instante em que a bomba é desligada, a pressão fornecida diminui e o ar na câmara se expande, expulsando a água para fora. Nesse momento, a válvula de retenção de fechamento rápido, localizada entre a bomba e o RHO, se fecha, interrompendo o fluxo em direção à bomba, enquanto a água proveniente da câmara é direcionada para a tubulação.

A pressão na câmara vai diminuir gradualmente, assim como a vazão de água, seguindo um padrão semelhante ao que ocorreria com a bomba em funcionamento. No entanto, a taxa de variação através do reservatório de ar comprimido é consideravelmente mais lenta do que no caso da bomba. O RHO alimenta a tubulação até que a pressão não tenha mais energia para continuar o movimento.

Para restringir o fluxo de entrada ou saída da câmara, é feito um orifício diferencial entre a câmara e a tubulação. O orifício geralmente é projetado de forma a causar maior perda de carga para o fluxo de entrada na câmara do que para o fluxo de saída correspondente (CHAUDRY, 2014).

Como o volume de ar pode diminuir devido a vazamentos ou dissolução na água após um período de operação, um compressor de ar é utilizado para manter o volume de ar dentro dos limites prescritos.

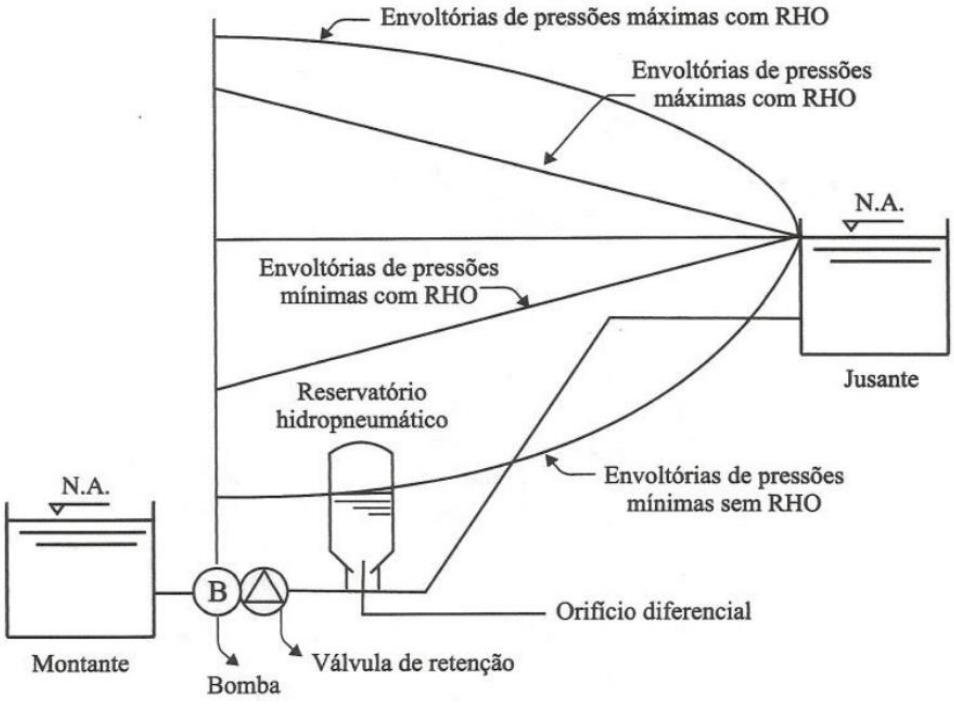


Figura 12 – Envoltórias das pressões após o desligamento acidental de um conjunto motor-bomba, com e sem RHO.

(Fonte: TSUTIYA, 2004)

3.8.5 Chaminé de equilíbrio

As chaminés de equilíbrio consistem nas estruturas destinadas a interceptar as ondas de pressão numa tubulação, atuando como um reservatório intermediário de nível variável. Por serem instaladas em pontos intermediários nas tubulações faz com que as ondas de pressões sofram reflexões na chaminé, ao invés de irem até o reservatório de montante.

Nos desligamentos das bombas atuam limitando os golpes de aríete à parcela a montante transformando em oscilações de massa (TSUTIYA, 2004). Possuem a função de absorver os aumentos nas vazões interceptando as ondas de pressão provenientes do acionamento das bombas, impedindo a transmissão para jusante e possibilitando a passagem às condições de regime permanente de forma gradual. Portanto, as chaminés acabam por reduzir a variação de pressão, absorvendo sobrepressões e subpressões e reduzindo, dessa forma, 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.

A desvantagem das chaminés está no fato de que como o nível d'água atinge cota piezométrica de regime permanente no local, o seu posicionamento fica limitado às cotas mais elevadas nas tubulações, para que o custo não seja excessivo (TSUTIYA, 2004).

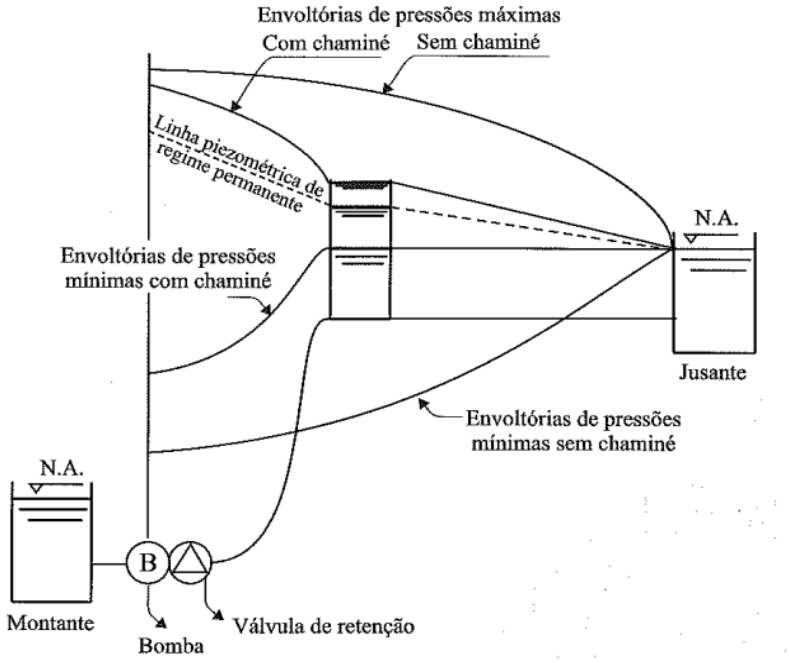


Figura 13 – Envoltórias das pressões após o desligamento acidental de um conjunto motor-bomba, com e sem chaminé.

(Fonte: TSUTIYA, 2004)

4 METODOLOGIA

Para análise de transientes hidráulicos optou-se pela adutora de água tratada Taquari, operada pela Caesb. Os dados da adutora utilizados nessa monografia constam no trabalho de Silva (2022) e foram cedidos pela concessionária.

A modelagem será feita por meio do *software* OpenFlows Hammer desenvolvido pela Bentley Systems. O *software* foi baseado na tecnologia originalmente criada pelo Everionmental Hydraulics Group, que colaborou junto a Bentley para melhorar a oitava versão do programa.

4.1 LOCALIZAÇÃO

A adutora Taquari está localizada no Lago Norte, em Brasília, e sua estaca inicial está dentro do Reservatório do Lago Norte de codificação RAP.LNT.001 e chega ao Reservatório do Taquari de código RAP.TAQ.001 (Figura 14).

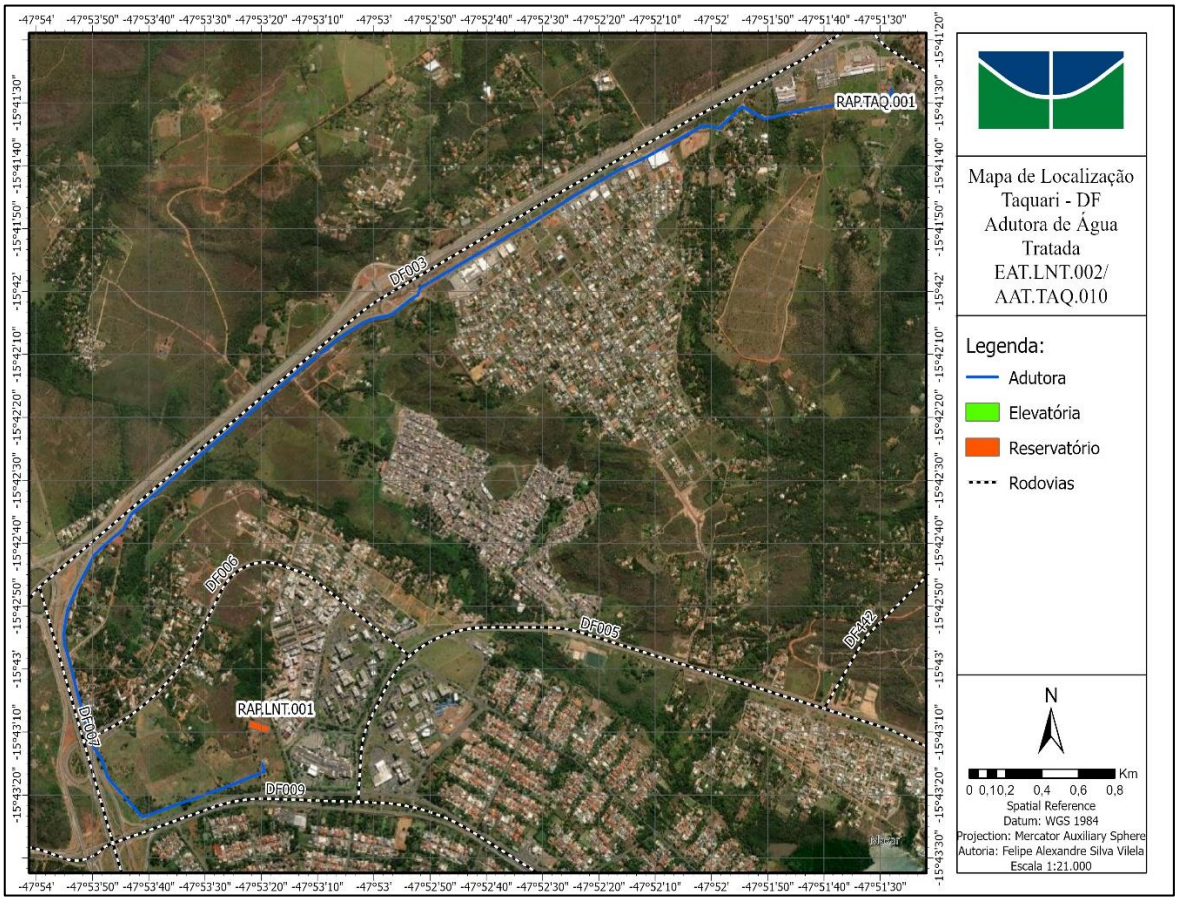


Figura 14 – Mapa de localização da adutora.

(Fonte: autoria própria)

4.2 MATERIAL DA ADUTORA E SUAS PROPRIEDADES

A adutora é constituída de tubos de ferro fundido Classe K7, com segmentos de diâmetro nominal de 350mm. Em 2019, um estudo foi conduzido para fortalecer os pontos de ancoragem da rede e sugerir a implementação de dispositivos de proteção adicionais, como ventosas e dois reservatórios hidropneumáticos (Silva, 2022). Na tabela 1 são apresentados os dados dos tubos de ferro fundido.

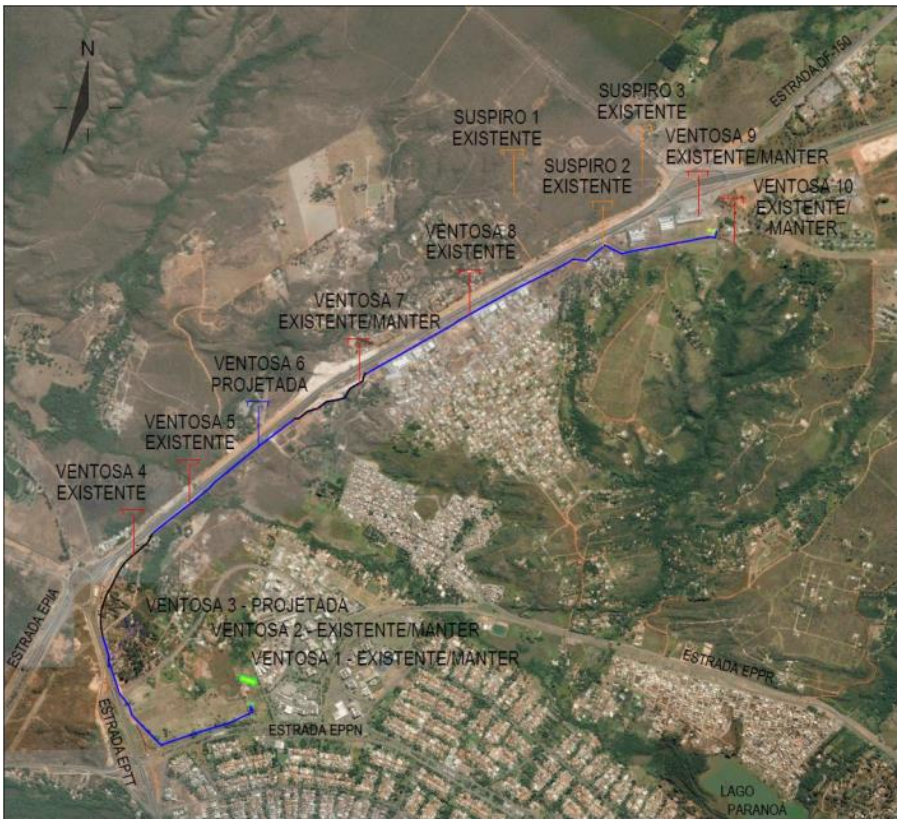


Figura 15 – Adutora e seus dispositivos.

(Fonte: Caesb, 2019)

Tabela 1- Dados das tubulações de ferro fundido.

Dext[1] (mm)	**E[2] (Gpa)**	**e[1] (mm)**	**Dint(mm)**	**V[2]**	**PSA[1] (Mpa)**	**PMS[1] (Mpa)**
378,5	170	5,9	366,1	0,275	3,4	4,1

Notas: PSA se refere à pressão de serviço admissível, excluindo o golpe de aríete. Já PMS se refere à pressão máxima de serviço, incluindo o golpe de aríete.

(Fonte: [1]SGPAM ; [2]Caesb, 2019)

As conexões em ferro fundido presentes na adutora são da classe PN25, cuja PSA é de 2,5 MPa e a PMS é de 3,0 MPa. Além disso, a rugosidade do ferro fundido é de 0,26 mm (Silva, 2022).

4.3 PERFIL DA ADUTORA

Por meio da análise dos transientes investigados a pedido da Caesb, foi viável determinar as características da tubulação principal, cujo esboço está representado na Figura 16.

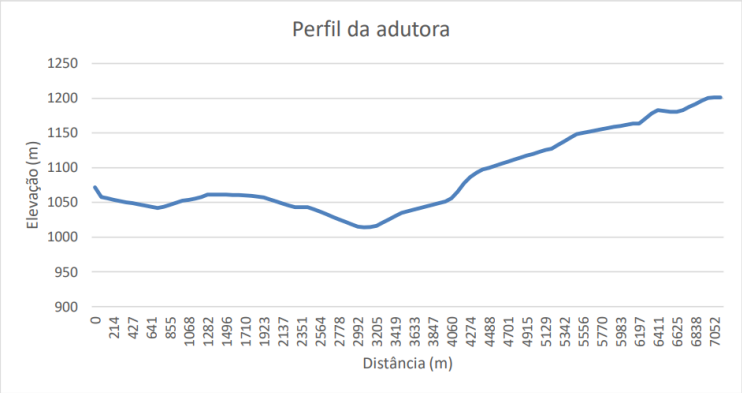


Figura 16 – Perfil da adutora.

(Fonte: Silva, 2022)

4.4 CONJUNTO MOTOR-BOMBA

O conjunto motor-bomba (Figura 17) é do tipo 2+1, em que duas bombas operam em paralelo enquanto uma terceira permanece como reserva, esse conjunto está localizado no reservatório RAP.LNT.001. As bombas são fabricadas pela KSB, modelo Multitec C 150/ 4-12.1 22.167.



Figura 17 – Conjunto motor-bomba.

(Fonte: Silva, 2022)

As curvas características de altura manométrica, rendimento e potência requerida do conjunto motor-bomba fornecidos pela Caesb:

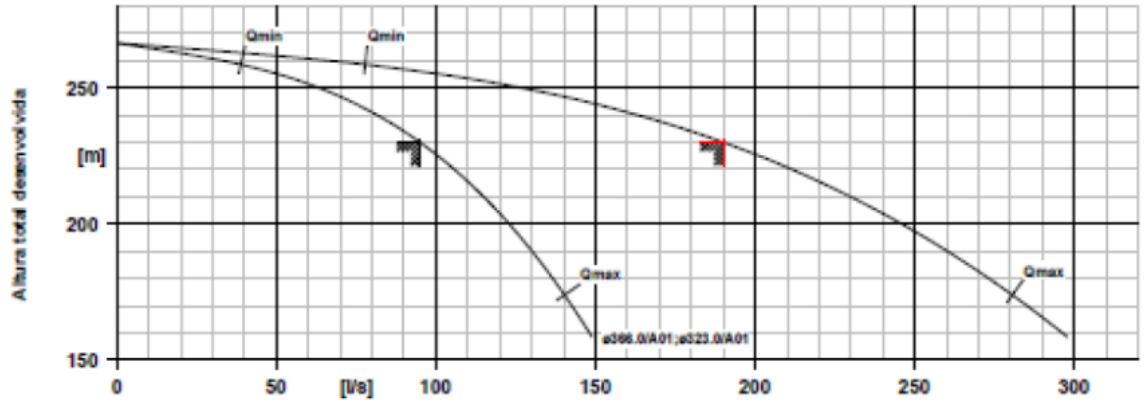


Figura 18 - Curva característica de altura manométrica.

(Fonte: Caesb, 2019)

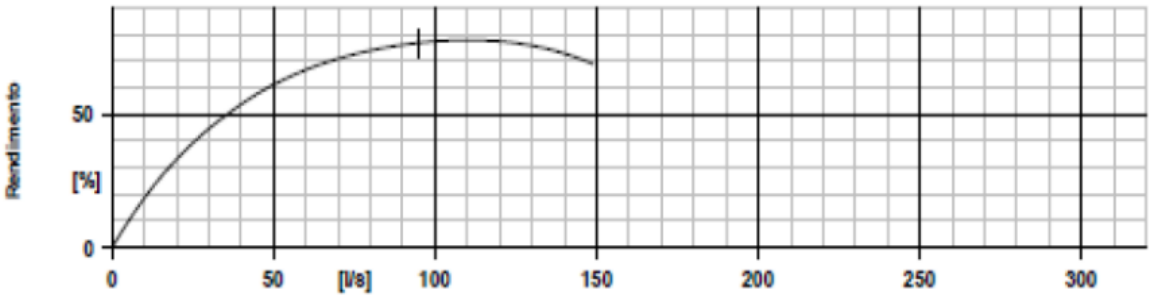


Figura 19 - Curva característica de rendimento.

(Fonte: Caesb, 2019)

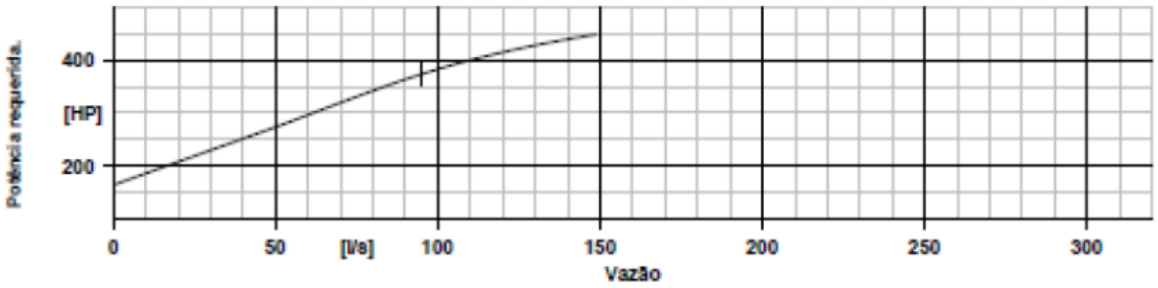


Figura 20 - Curva característica de potência requerida.

(Fonte: Caesb, 2019)

A inércia de cada conjunto motor-bomba possui momento de 12,8 kgf.m² e a rotação nominal de cada motor elétrico é de 1790 rpm. Os dados da placa da bomba são apresentados na tabela 2.

Tabela 2 – Dados da placa da bomba

Vazão (L/s)	Alt. Man. (mca)	Potência (kW)	Eficiência (%)
110	216	298,28	77

(Fonte: Silva, 2022)

4.5 DISPOSITIVOS DE PROTEÇÃO EXISTENTES

Há dois RHO's na linha de recalque. Situados após o barrilete de recalque do conjunto motor-bomba. Cada reservatório possui volume total de 5 m³, com diâmetro de 1,5 m (Caesb, 2019).



Figura 21 - RHO's do sistema de abastecimento.

(Fonte: Silva, 2022)

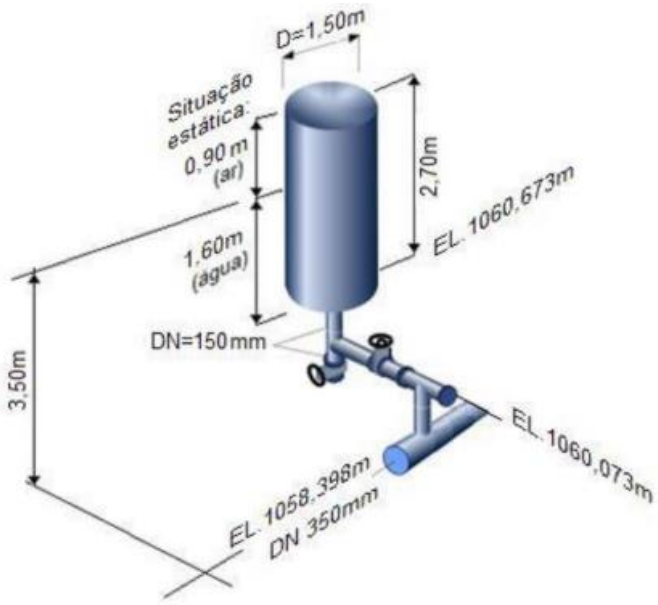


Figura 22 – Arranjo do RHO.

(Fonte: Caesb, 2019)

A linha de recalque possui uma série de ventosas instaladas ao longo da adutora. Os dados das ventosas e sua localização estão representados na tabela 3.

Tabela 3 – Localização e dados das ventosas

Descrição	**Localização**	**Tipo de Ventosa**	**DN (mm)**	**Classe de Pressão**
Ventosa 1	Est (60+9,30)	Tríplice Função	100	PN 25
Ventosa 2	Est (62+16,70)	Tríplice Função	100	PN 25
Ventosa 3	Est (72+18,70)	Tríplice Função	100	PN 25
Ventosa 4	Est (114+18,60)	Tríplice Função	100	PN 25
Ventosa 5	Est (141+18,90)	Tríplice Função	100	PN 25
Ventosa 6	Est (176+18,90)	Tríplice Função	100	PN 25
Ventosa 7	Est (216+17,03)	Tríplice Função	100	PN 16
Ventosa 8	Est (218+11,90)	Tríplice Função	100	PN 16
Ventosa 9	Est (345+15,70)	Tríplice Função	100	PN 10
Ventosa 10	Est (360+6,17)	Simples	100	PN 10

(Fonte: Silva, 2022)

4.6 DADOS DO FLUIDO RECALCADO

A adutora transporta água tratada. Os valores do módulo de elasticidade volumétrico e da massa específica da água, ambos a uma temperatura de 25º C, são apresentados na tabela a seguir:

Tabela 4 – Propriedades da água

K (Gpa)	**ρ (kg/m³)**
2,28	997

(Fonte: Caesb, 2019)

4.7 CELERIDADE

A celeridade pode ser estimada pela Equação 3. e os dados utilizados são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5- Dados usados para o cálculo da celeridade

Dint (mm)	ν	K (Gpa)	ρ (kg/m³)	E (GPa)	Ψ	a (m/s)
357,2	0,25	2,19	999	170	32,1995	1244,8

4.8 MODELAGEM UTILIZANDO OPENFLOWS HAMMER

A norma ABNT NBR 12218 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2017), que discorre sobre projeto de rede de distribuição de água para abastecimento público, quando trata do dimensionamento, enfatiza no primeiro item desta temática (5.6.1), que o projeto deve estimar as pressões decorrentes de transientes hidráulicos, portanto, a norma reconhece a importância de se evitar que ocorra o fenômeno golpe de aríete no sistema. O item 5.6.7 desta norma, trata da simulação hidráulica do sistema, indicando que se deve realizar o estudo das condições operacionais: da rede existente e projetada e sua influência na rede existente, à qual é interligada. É frisado que a simulação hidráulica do sistema existente somente é dispensada se tecnicamente justificada e aceita pela operada, sendo essencial para o correto dimensionamento.

O OpenFlows Hammer é um *software* concebido pela Bentley Systems para análise hidráulica de redes de distribuição de água. É uma solução para análise de redes de água visando a modelagem de vazões, pressões e cálculo de perdas.

A simulação da adutora deste projeto será feita pelo OpenFlows Hammer Connect Edition Upadate 4, versão 10.04.00.108, que é um simulador numérico avançado de fenômenos transitórios hidráulicos em sistemas de água, águas residuais, industriais e de mineração. O Hammer utiliza o método euleriano, para captar as mudanças críticas que podem ocorrer ao longo da tubulação, a partir da solução de equações diferenciais complexas para cada intervalo de tempo e ponto da tubulação, além de uma variedade de limites e condições de contorno.

O Hammer vai realizar a simulação com base no método MOC, levando em consideração as condições de contorno relacionadas ao cenário simulado, identificado os efeitos dos transientes hidráulicos ao longo do sistema. Cabe ao usuário obter as condições operacionais e as propriedades das tubulações estudadas, que são o input do programa, além de definir o melhor intervalo para o processamento.

4.9 CENÁRIOS SIMULADOS

Diferentes cenários foram simulados para poder avaliar as diferentes possibilidades de dispositivos. Eles levaram em consideração os dados de cada componente da adutora Taquari, buscando modelar a situação real da adutora.

4.9.1 Cenário 1

No primeiro cenário (Figura 23) é feita a simulação sem nenhum dispositivo de proteção, para ser um cenário comparativo entre os outros cenários, uma vez que a adutora sofrerá um golpe de aríete sem eles.

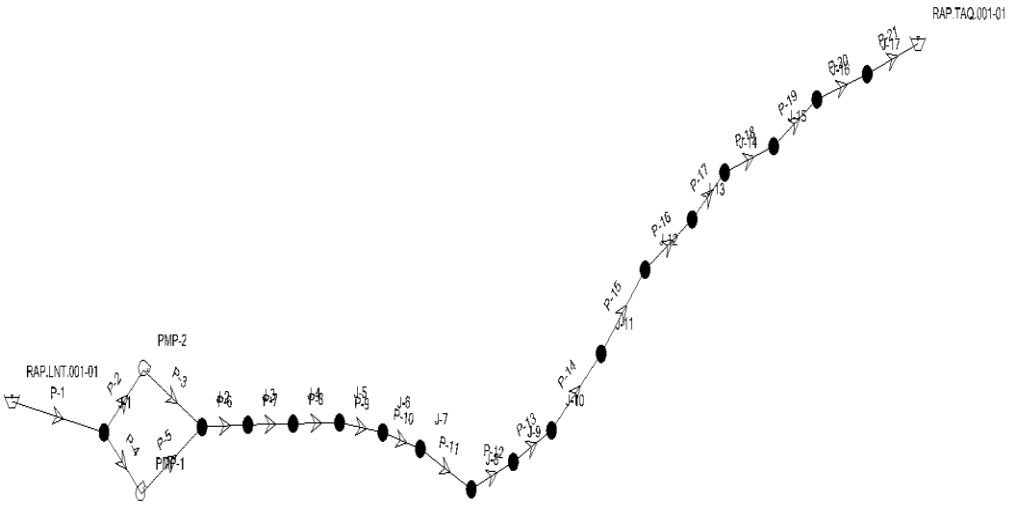


Figura 23 - configuração do cenário 1 adutora sem dispositivos de proteção.

4.9.2 Cenário 2

No segundo cenário há a representação das ventosas existentes na adutora, para verificação do seu efeito. Sua localização e seus dados constam na tabela 3.

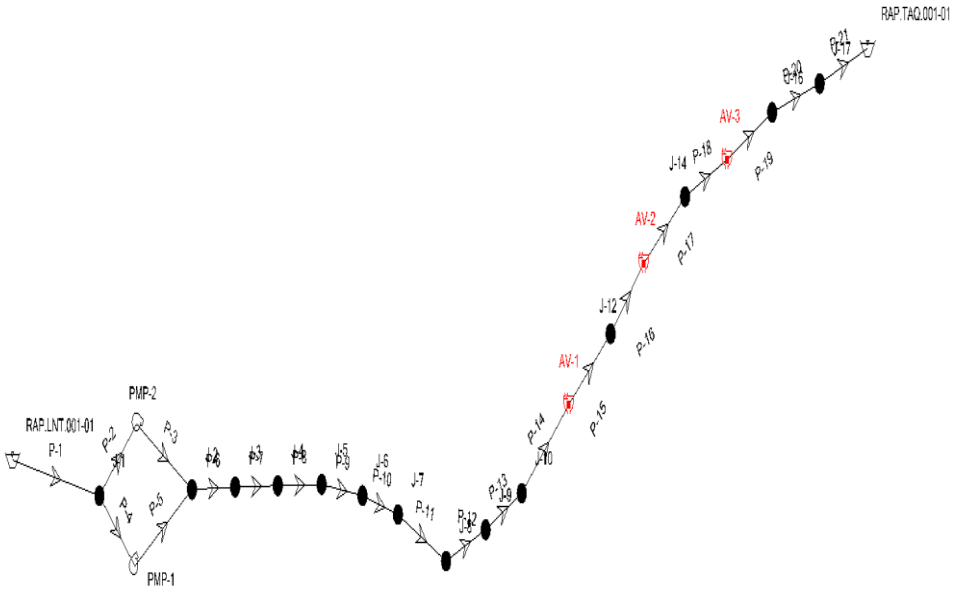


Figura 24 - Configuração do cenário 2 com a utilização das ventosas tríplice função.

4.9.3 Cenário 3

A modelagem dessa situação simula a atual configuração da adutora, com as ventosas citadas na tabela 3 e com a presença dos dois RHO, cujos dados de entrada estão representados na Figura 22. Esse cenário mostrará o efeito que outros dispositivos possuem em relação ao comportamento da adutora nas condições de golpe de aríete.

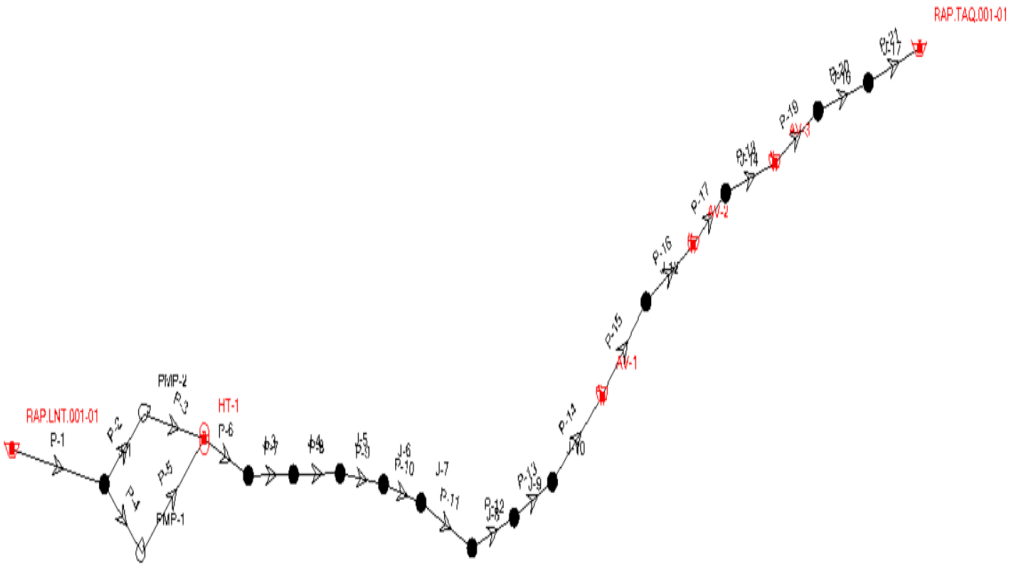


Figura 25 - Cenário 3 configuração atual.

4.9.4 Cenário 4

Nesse cenário é representado o efeito do volante de inércia como dispositivo de proteção da adutora. No caso do volante de inércia não há representação gráfica do volante, mas nos dados de entrada do motor é alterada inércia do motor, simulando a presença do volante. As ventosas tríplice-função estão presentes nesse cenário.

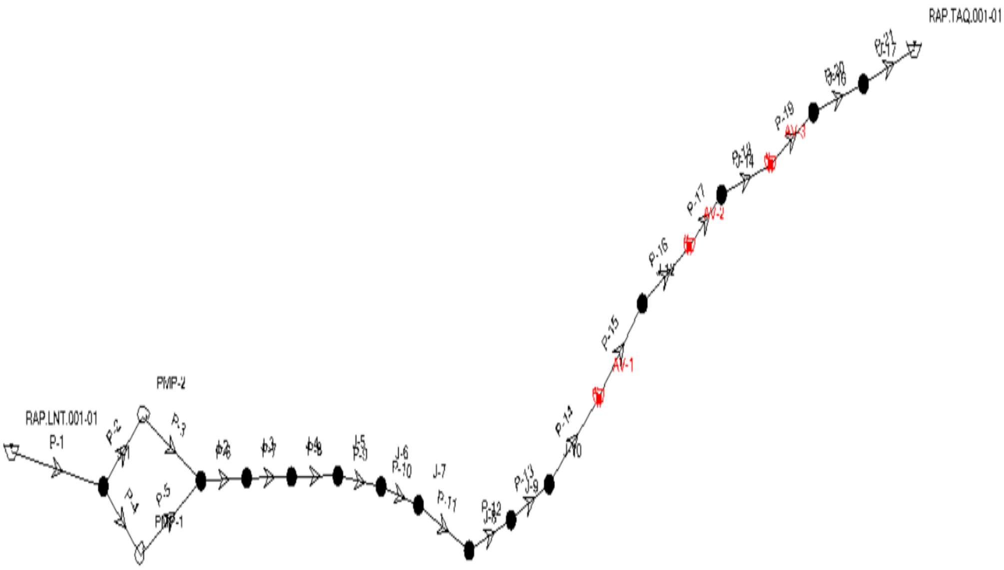


Figura 26 - Cenário 4 com utilização do volante de inércia.

O dimensionamento do volante de inércia seguiu a equação (3.66) fixando o valor do momento de inércia e os raios externo e interno. Foi considerado um volante de aço com 0,2% de carbono de massa específica de 7860 kg/m^3 e raios externo e interno de 0,5 m e 0,05 m, respectivamente. A espessura do volante resultante foi de 0,06 metros.

4.9.5 Cenário 5

Nesse cenário foi aplicado um RHO com dimensões menores da aplicada na adutora, buscando o menor volume possível. Neste caso, busca-se diminuir o custo do RHO utilizado, uma vez que se pressupõe que um RHO de menor volume reduz o custo.

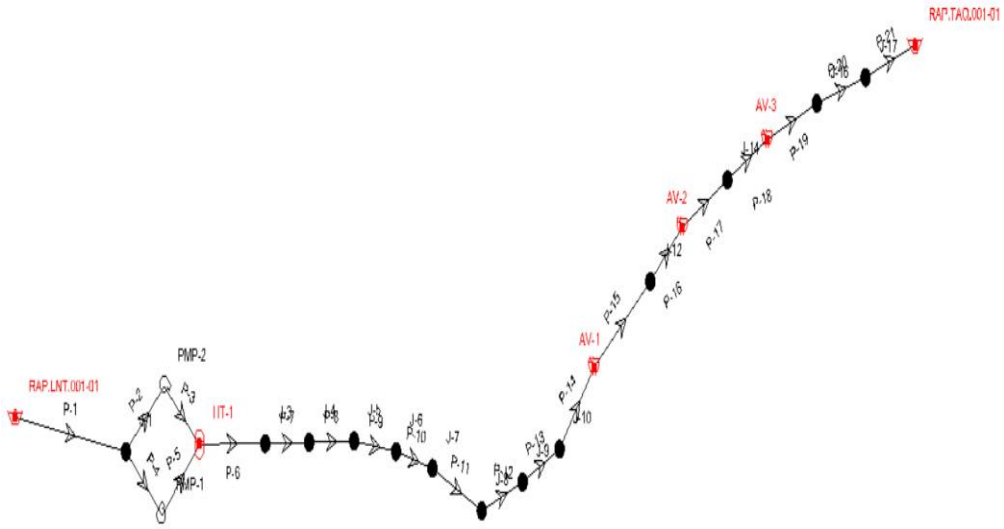


Figura 27 - Cenário 5 com um RHO de dimensões menor.

O volume total do reservatório hidropneumático foi de 5600 litros e não possui bexiga. O modelo de cálculo do reservatório foi o modelo da lei dos gases.

5 RESULTADOS

A seguir são apresentados os resultados obtidos das simulações de cada cenário.

5.1 CENÁRIO 1

A seguir nas Figuras 28 e 29 são apresentados os resultados do primeiro cenário cuja adutora não possui dispositivos de proteção.

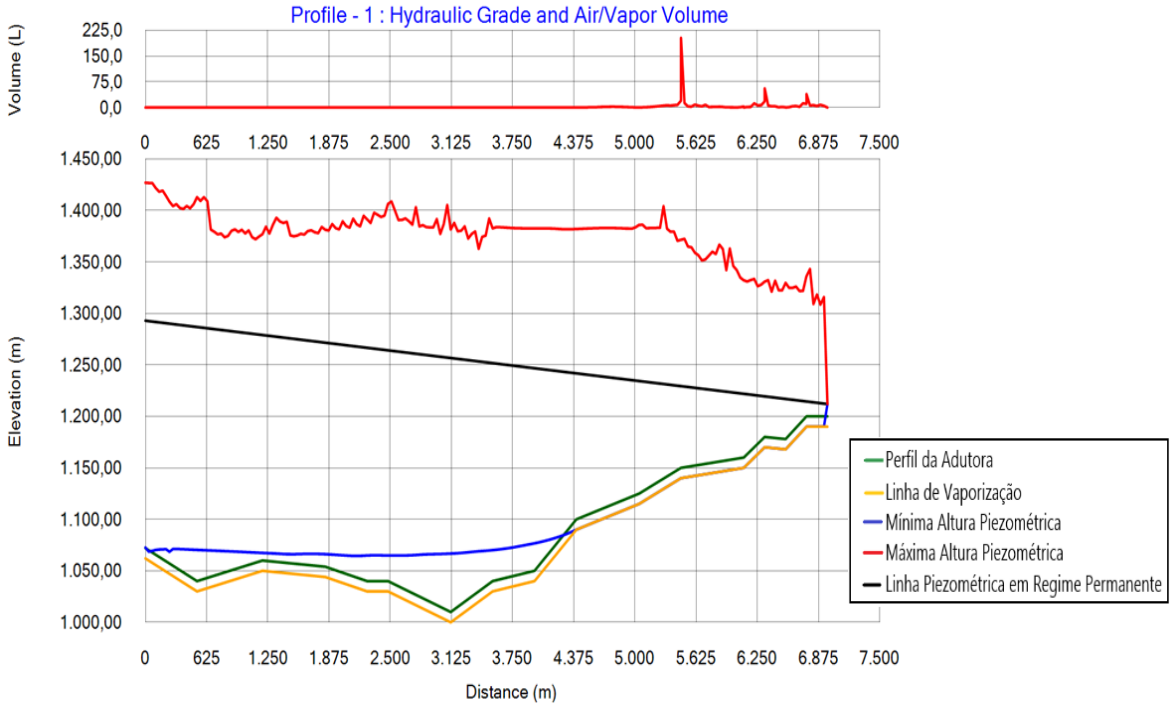


Figura 28 - Gráfico das alturas piezométricas e volume de vapor no cenário1.

Para a carga piezométrica (Figura 28) está representado em verde o perfil da adutora, em preto a linha piezométrica em regime permanente, em amarelo a linha de vaporização, em azul a mínima altura piezométrica em regime transiente e em vermelho a máxima altura piezométrica. No gráfico acima é mostrado volume de vapor que entra na adutora, onde ocorre a cavitação.

Em 4375 metros da adutora começa a ocorrer pressões negativas ocasionando a separação de coluna com geração de vácuo elevada, com volume de cerca de 200 litros de vapor.

Na Figura 28, está representado o gráfico das envoltórias de pressão do cenário 1. A pressão atinge valores máximos de pressão numa faixa de 3000 a 3600 kPa nos 4000 metros de extensão da rede, aproximadamente. Tais valores de pressão são suportados pelas tubulações, pois possuem um PMS de 410 mca para tubos de ferro fundido da Classe K7. No entanto, as conexões em ferro fundido presentes na adutora são da classe PN25 que

consegue suportar no máximo 2500 kPa, pressão que é superior nos 5100 metros da adutora.

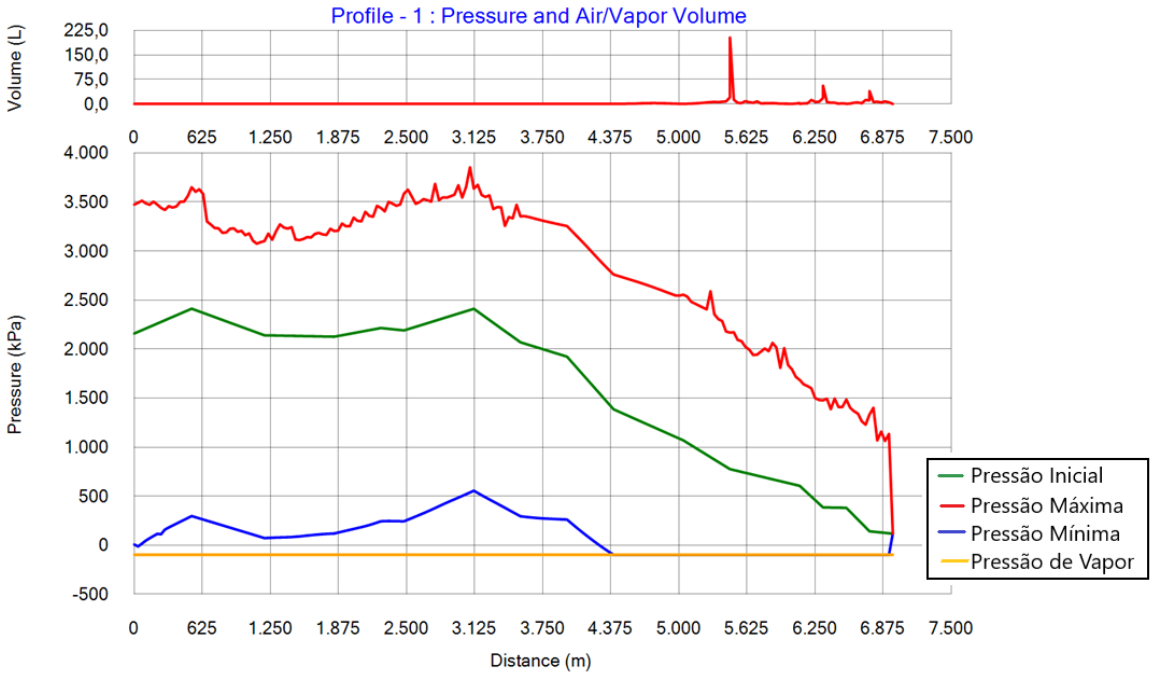


Figura 29 - Gráfico das envoltórias de pressão do cenário 1.

5.2 CENÁRIO 2

Representa a situação com as ventosas tríplice-função apenas como dispositivos de proteção. Nas Figuras 30 e 31 estão representadas as alturas piezométricas junto ao volume de vapor e o gráfico das envoltórias de pressão, respectivamente.

Nesse cenário as ventosas conseguiram mitigar os efeitos das pressões localmente, porém não conseguem evitar a separação de coluna e nem evitar valores negativos de pressão em sua proximidade. As pressões foram menores e apresentam um comportamento melhor em relação ao cenário anterior, contudo, ainda há pressões maiores que 2500 kPa que não são suportadas pelas conexões. Portanto, ainda há necessidade de outros dispositivos protetivos.

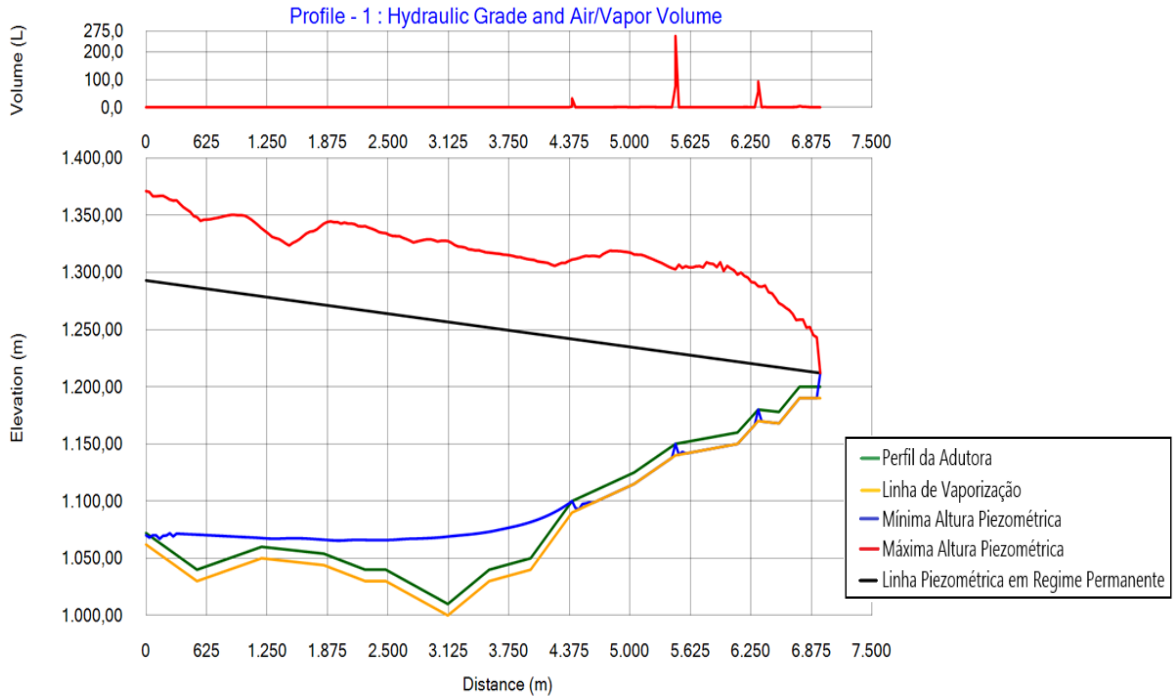


Figura 30 - Envoltórias de carga piezométrica e volume de vapor do cenário 2.

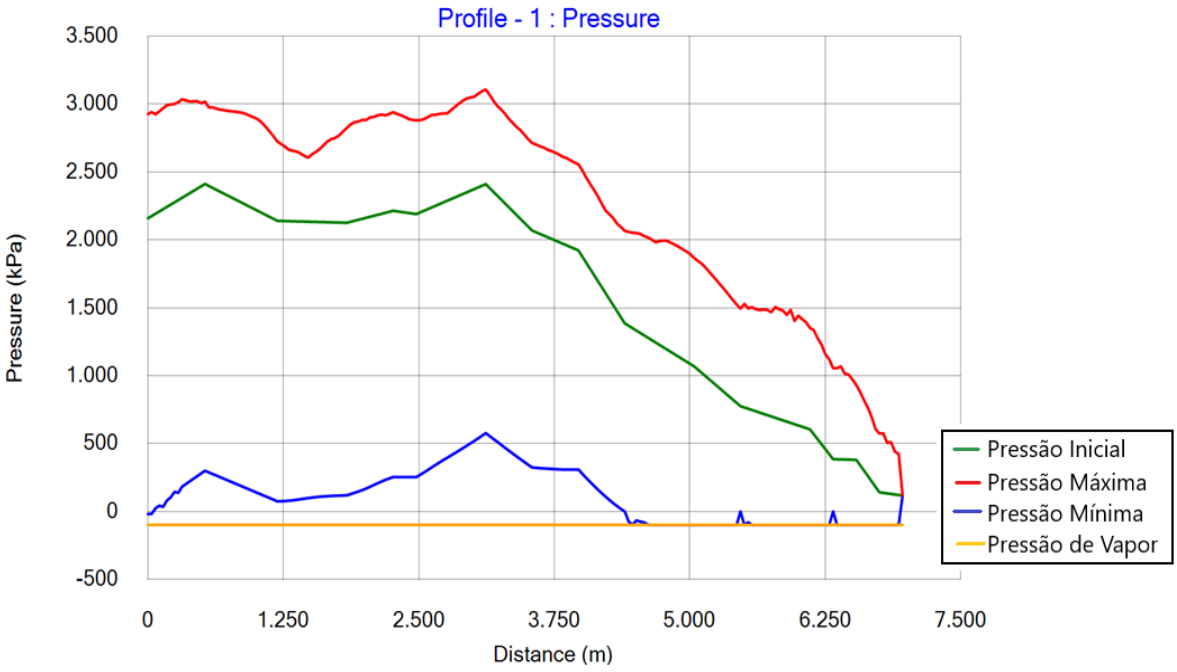


Figura 31 - Envoltórias de pressão do cenário 2.

5.3 CENÁRIO 3

Esse cenário corresponde a configuração atual da adutora, com as ventosas tríplice-função e os dois reservatórios hidropneumático. As figuras a seguir mostram as envoltórias de carga piezométrica e pressão.

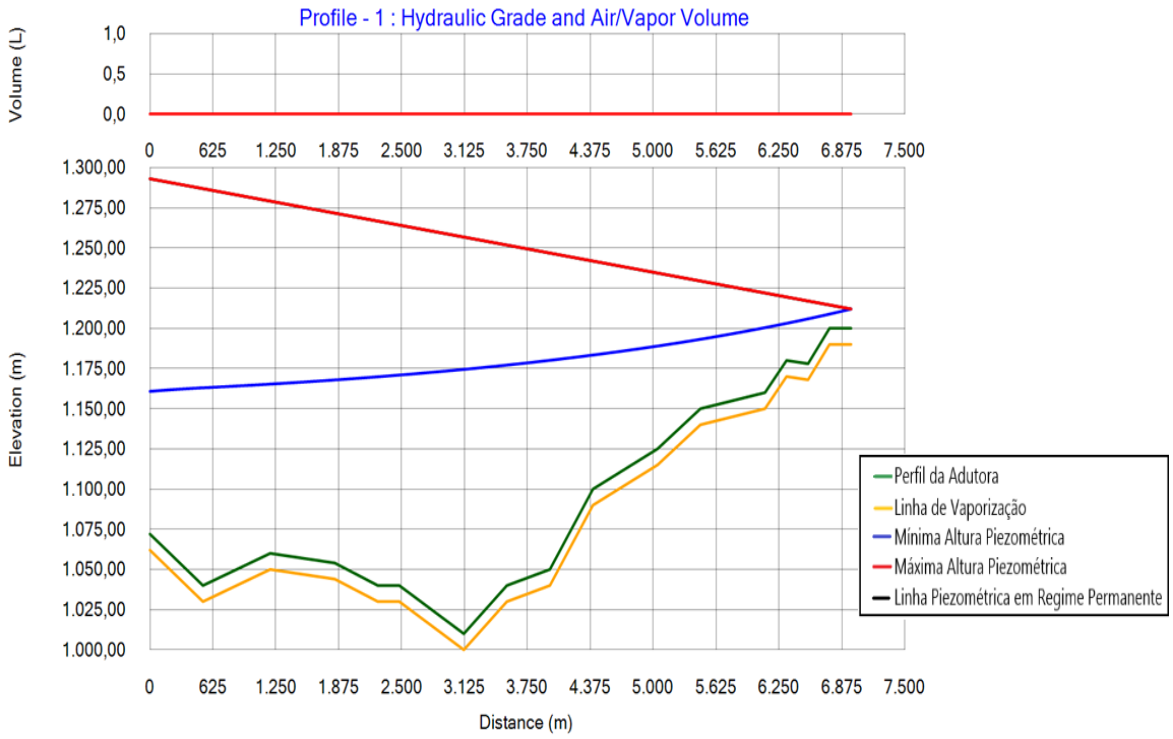


Figura 32 - Envoltórias da carga piezométrica e volume de vapor do cenário 3.

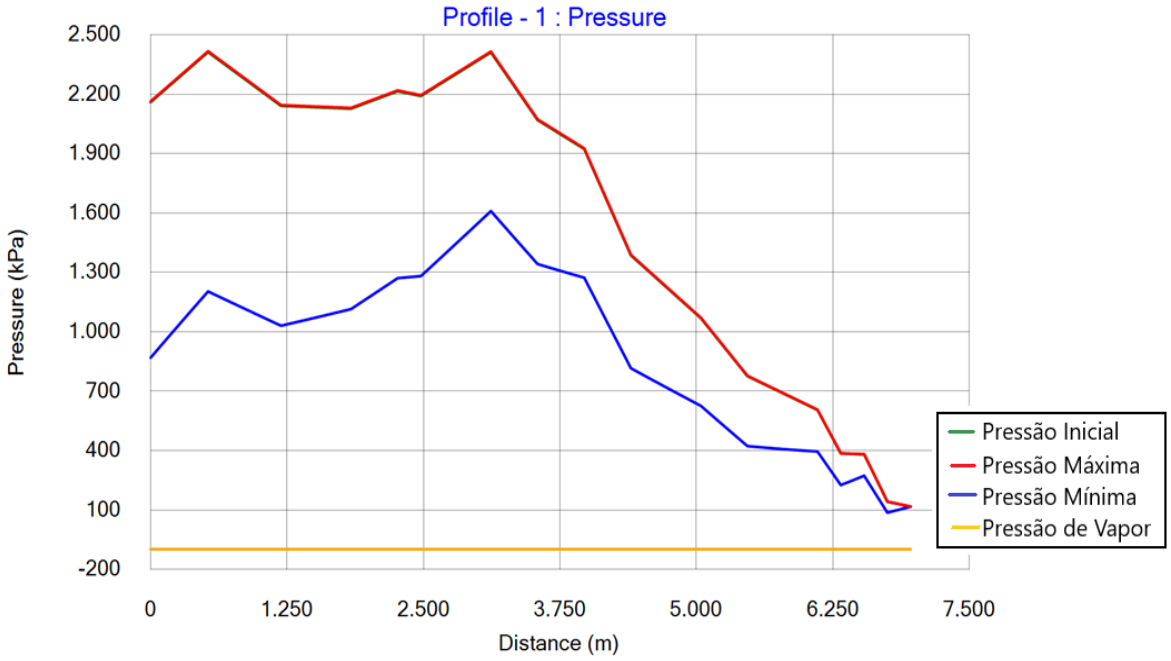


Figura 33 - Envoltórias de pressão do cenário 3.

Nesse cenário, não há pressões negativas e, consequentemente, não há separação da coluna, portanto os RHO's juntos com as ventosas foram suficientes para evitar a ocorrência do golpe de aríete possibilitando utilização das tubulações e das conexões PN25. As pressões máxima se encontram abaixo de 2500 kPa e a linha de pressão mínima sobrepõe a de pressão inicial.

As Figuras 34, 35 e 36 representam a entrada de água dentro dos RHO's, a variação do volume do gás e variação da pressão dentro do RHO's, respectivamente. Os RHO's apresentam variação oscilatória e não esvaziam durante sua operação.

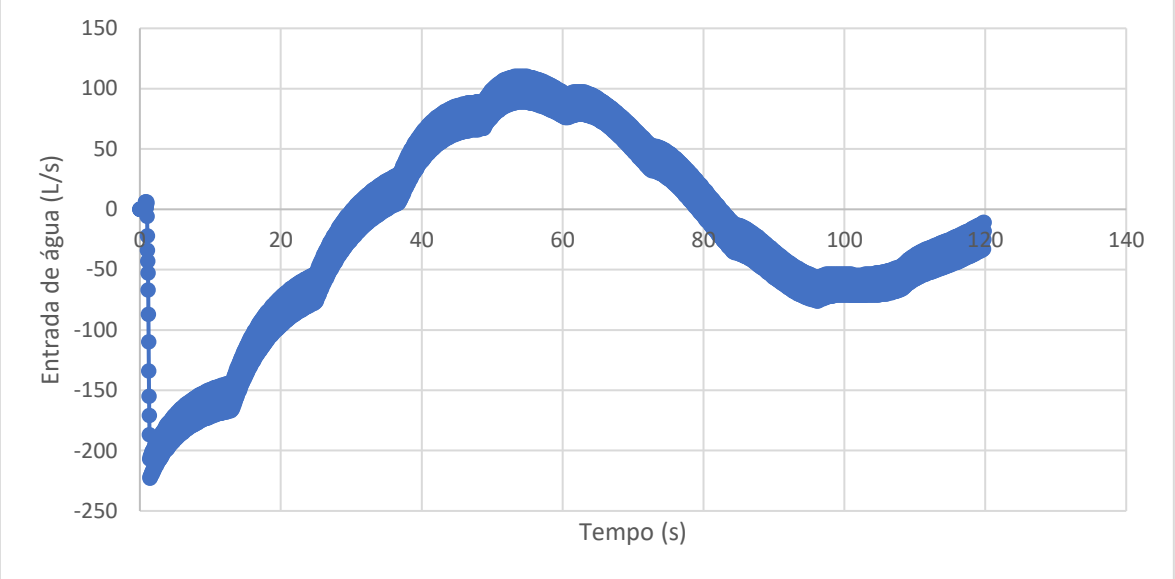


Figura 34 - Entrada de água dentro dos RHO's ao longo do tempo.

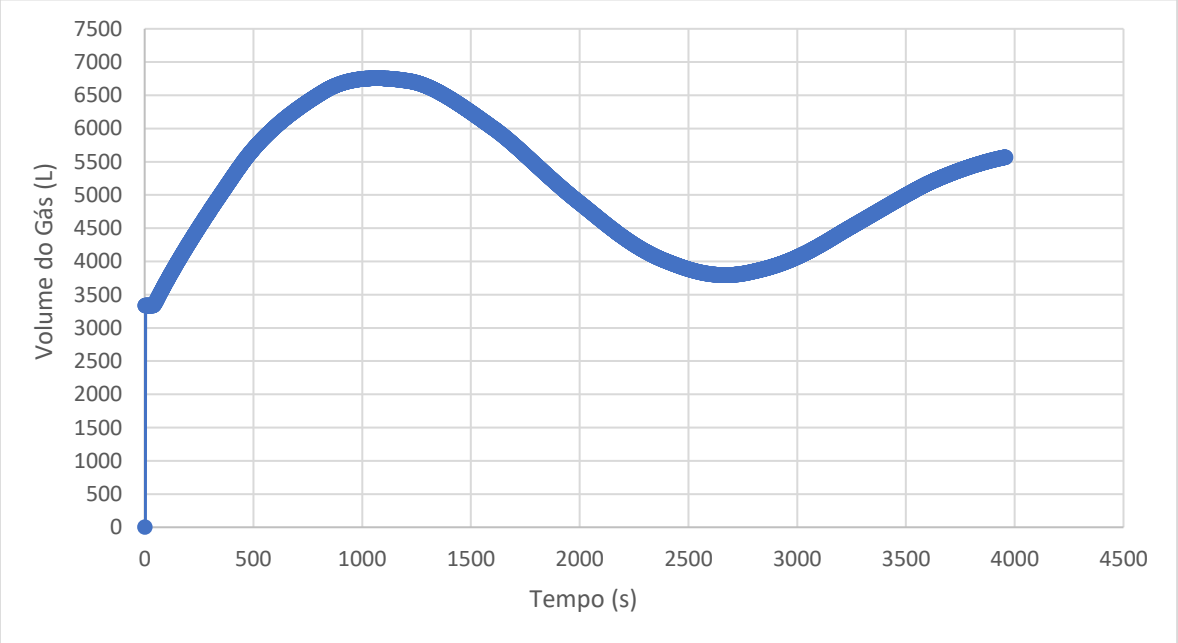


Figura 35 - Variação do volume do gás dos RHO's ao longo do tempo.

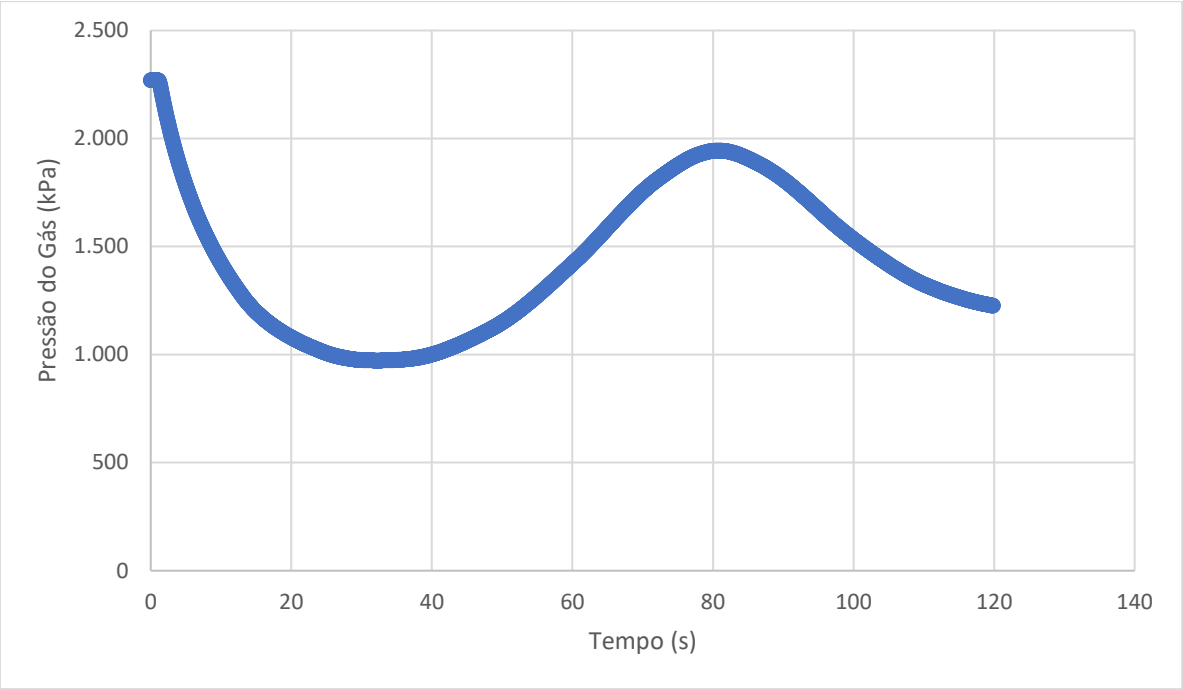


Figura 36 - Variação da pressão ao longo do tempo nos RHO's.

5.4 CENÁRIO 4

Representa a simulação da utilização do volante de inércia junto às ventosas tríplice-função. O volante apresentou eficácia contra os efeitos da parada inesperada da bomba com uma inércia de 50 kg.m², os resultados uso do volante de inércia podem ser visualizados nas Figuras 37 e 38.

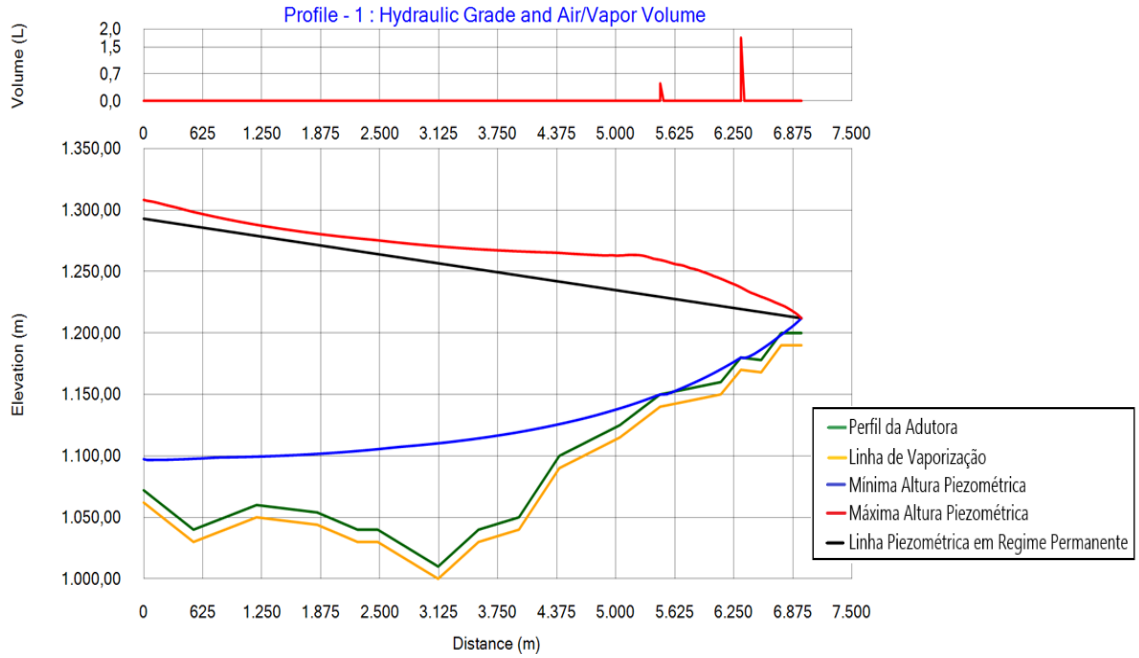


Figura 37 - Envoltórias da carga piezométrica e volume de vapor do cenário 4.

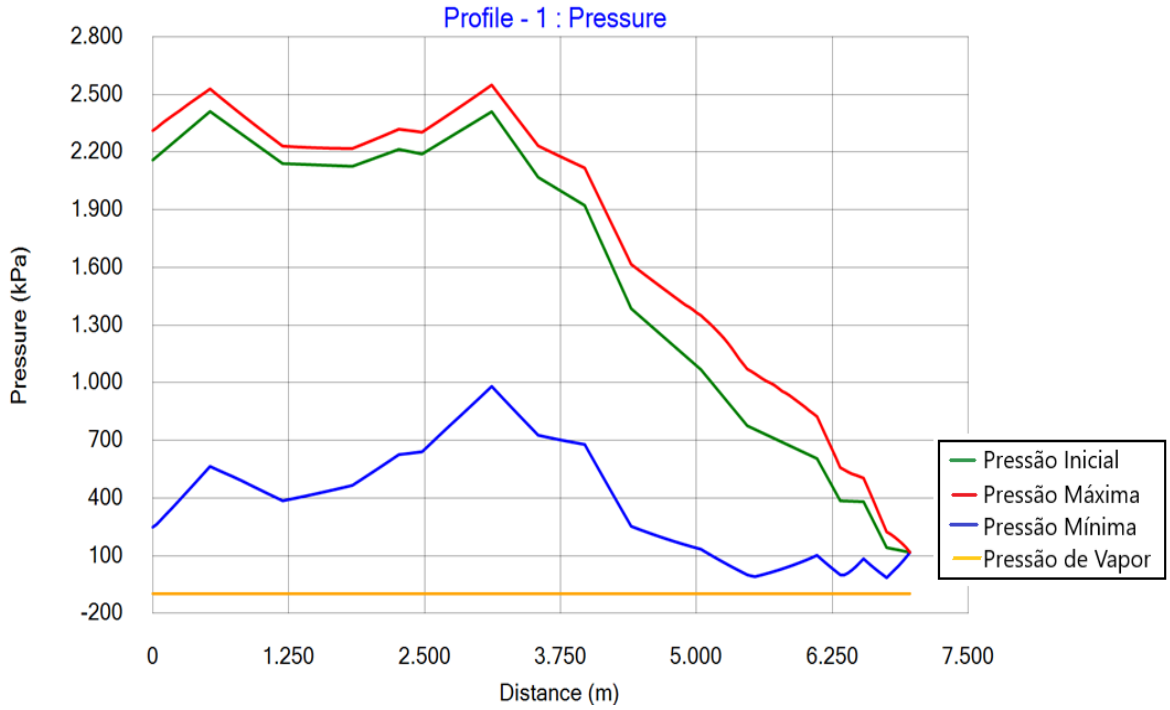


Figura 38 - Envoltórias de pressão do cenário 4.

Esse cenário não apresentou pressões negativas, no entanto, as pressões máximas conseguiram ultrapassar os 2500 kPa. Neste caso, para esses pontos poderia ser utilizada conexões mais resistentes à pressão. Não se optou por aumentar mais o momento de inércia, pois isso implicaria a necessidade de um motor com maior potência, devido à alta inércia, e a utilização do volante depende da bomba e do fabricante. Tais alterações implicariam em custos mais altos.

O dimensionamento do volante de inércia seguiu a equação (3.66) fixando o valor do momento de inércia e os raios externo e interno. Foi considerado um volante de aço com 0,2% de carbono de massa específica de 7860 kg/m^3 e raios externo e interno de 0,5 m e 0,05 m, respectivamente. A espessura do volante resultante foi de 0,06 metros.

5.5 CENÁRIO 5

Esse cenário buscou obter as menores dimensões para um RHO que protegesse a adutora contra o golpe de aríete junto com as ventosas tríplice-função. O volume total do RHO desse cenário foi de 5600 litros, com volume de fluido de 3733 L e volume de gás de 1867 L, seguindo uma proporção de 2/3 de fluido para 1/3 de ar comprimido.

Esse cenário não apresentou pressões negativas não havendo separação de coluna. As pressões máximas ficaram abaixo de 2500 kPa para maior parte da adutora, em apenas um ponto alcançou esse valor, sendo recomendado para esse ponto a troca da conexão para

uma mais resistente evitando o gasto com um RHO de maior dimensão. Provavelmente, a utilização dos dois RHO's utilizados pela Caesb buscou aumentar a redundância do sistema, possibilitando a manutenção de um dos RHO's do sistema enquanto o outro permanece em funcionamento.

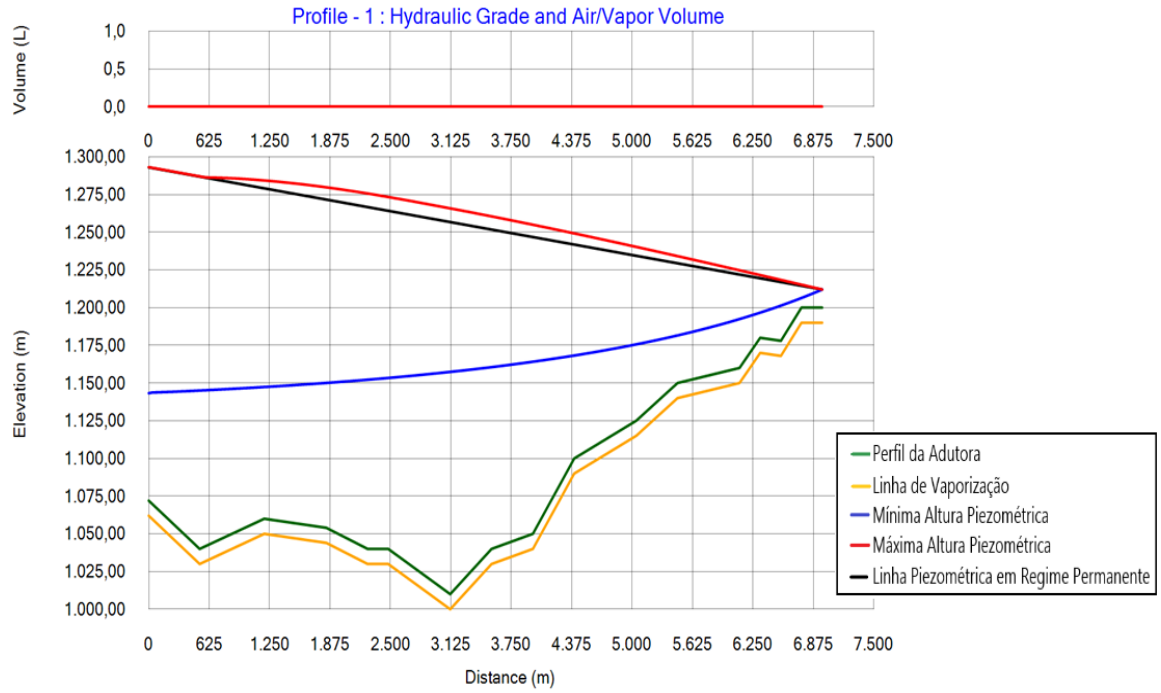


Figura 39 - Envoltórias da carga piezométrica e volume de vapor do cenário 5.

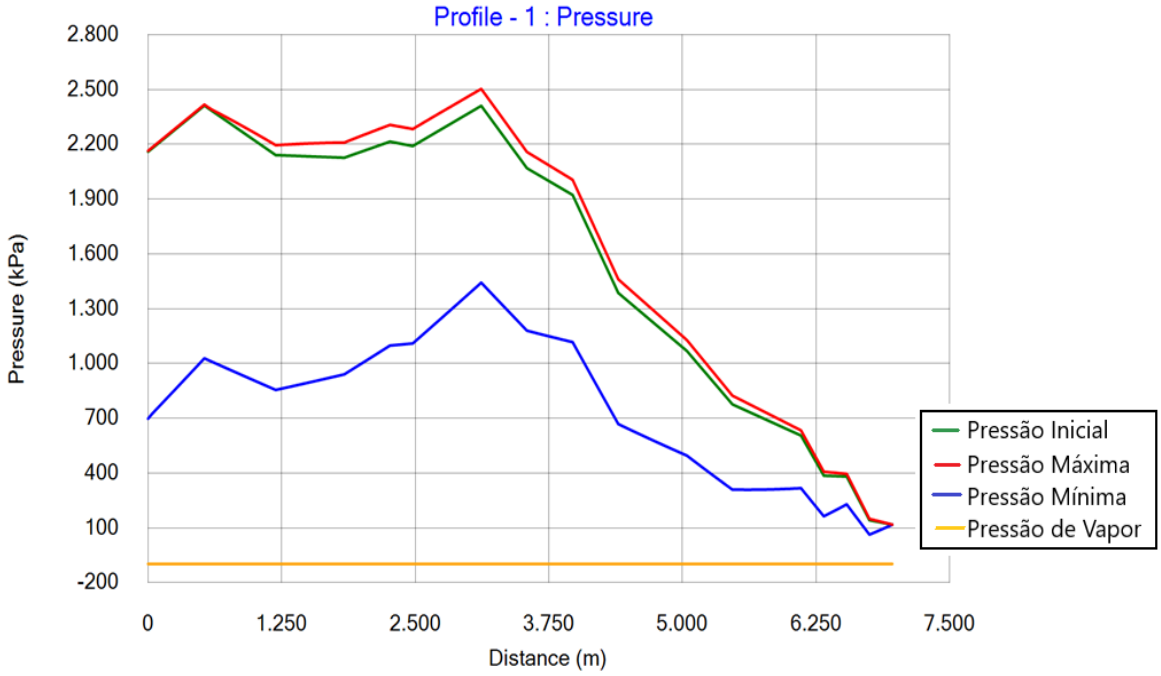


Figura 40 - Envoltórias de pressão do cenário 5.

As curvas de entrada de água no RHO e variação do volume e pressão são apresentados pelas figuras 41, 42 e 43.

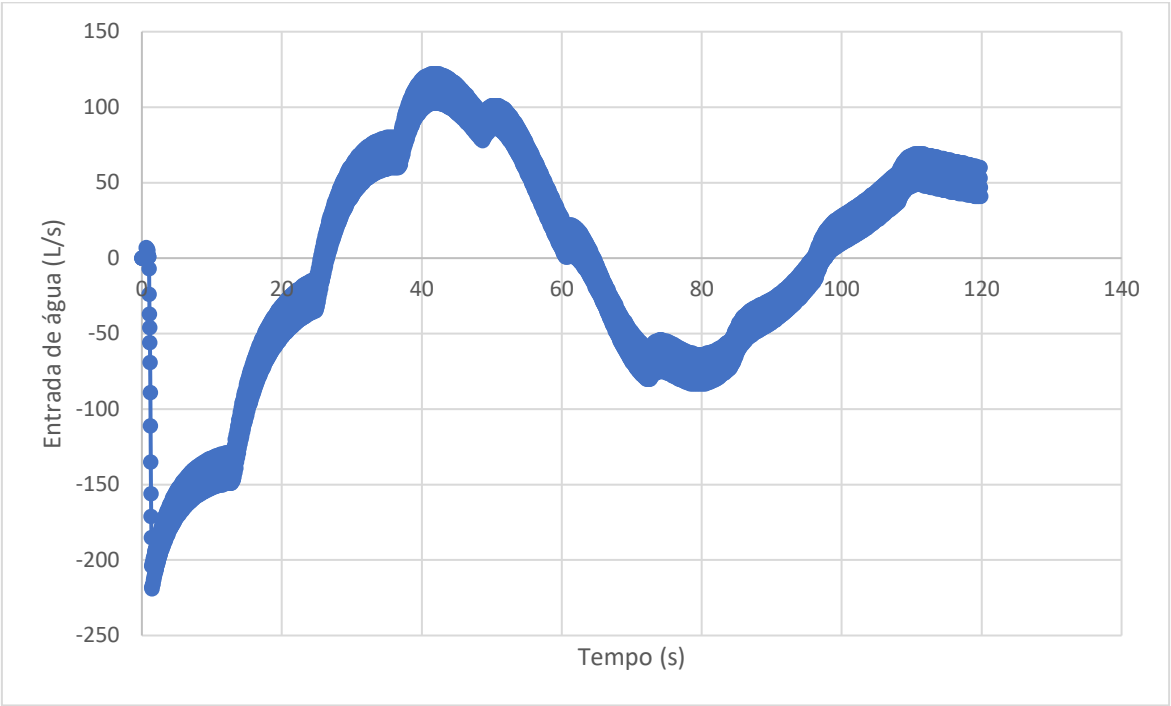


Figura 41 - Volume da água que entra no RHO ao longo do tempo.

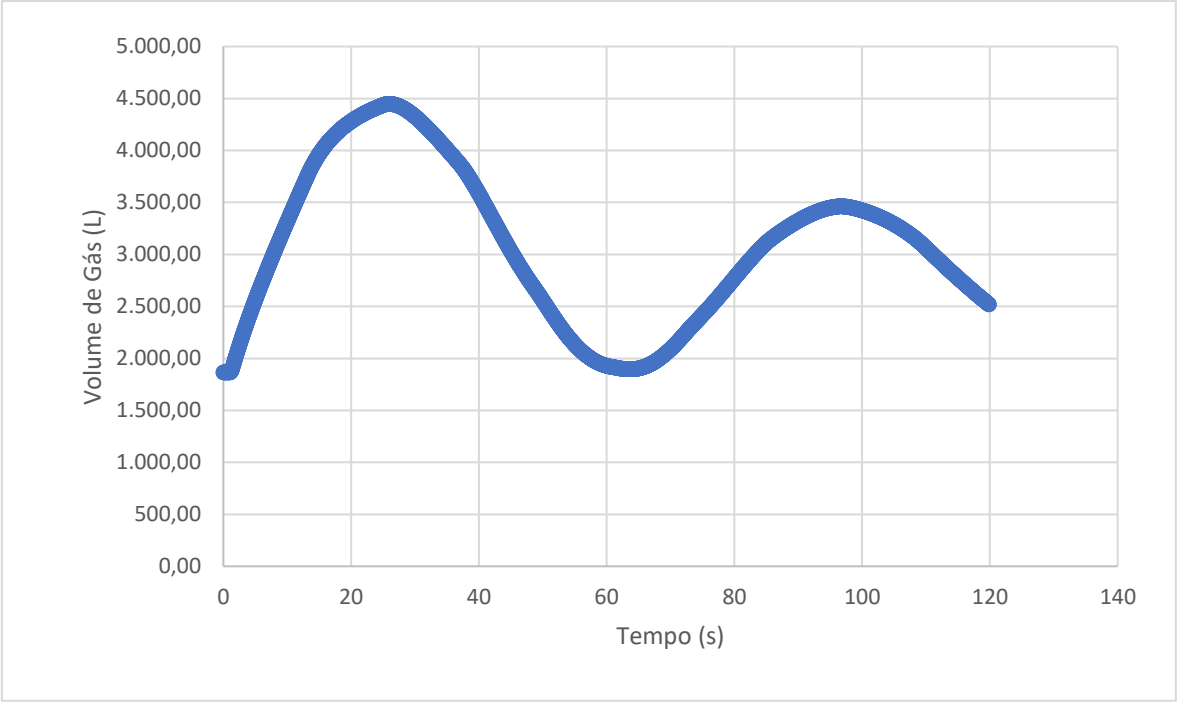


Figura 42 - Variação do volume do gás com o tempo.

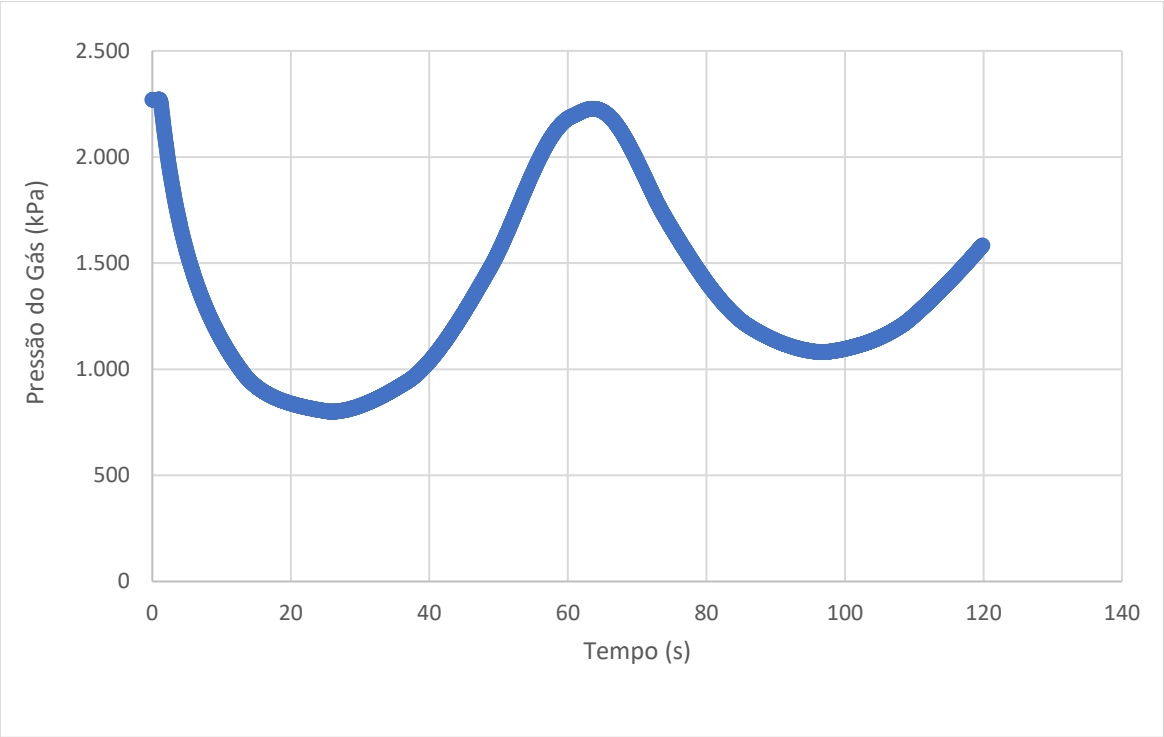


Figura 43 - Variação da pressão do gás com o tempo.

5.6 COMPARAÇÃO ENTRE OS CENÁRIOS

Os gráficos comparativos entre os cinco cenários modelados são representados pelas Figuras 44 e 45. Entre os cenários aquele que apresentou a menor pressão mínima foi o cenário 1, como esperado, uma vez que não possui dispositivos de proteção, seguido do cenário 2, o qual as ventosas atuaram localmente nos pontos que podem ser visualiza pelo picos nos entre 5000 e 6000 metros. O cenário 3, representativo da adutora, apresentou os valores mais altos de pressão mínima. Os cenários 4 e 5 apresentaram valores muito próximos de pressões mínimas e máximas.

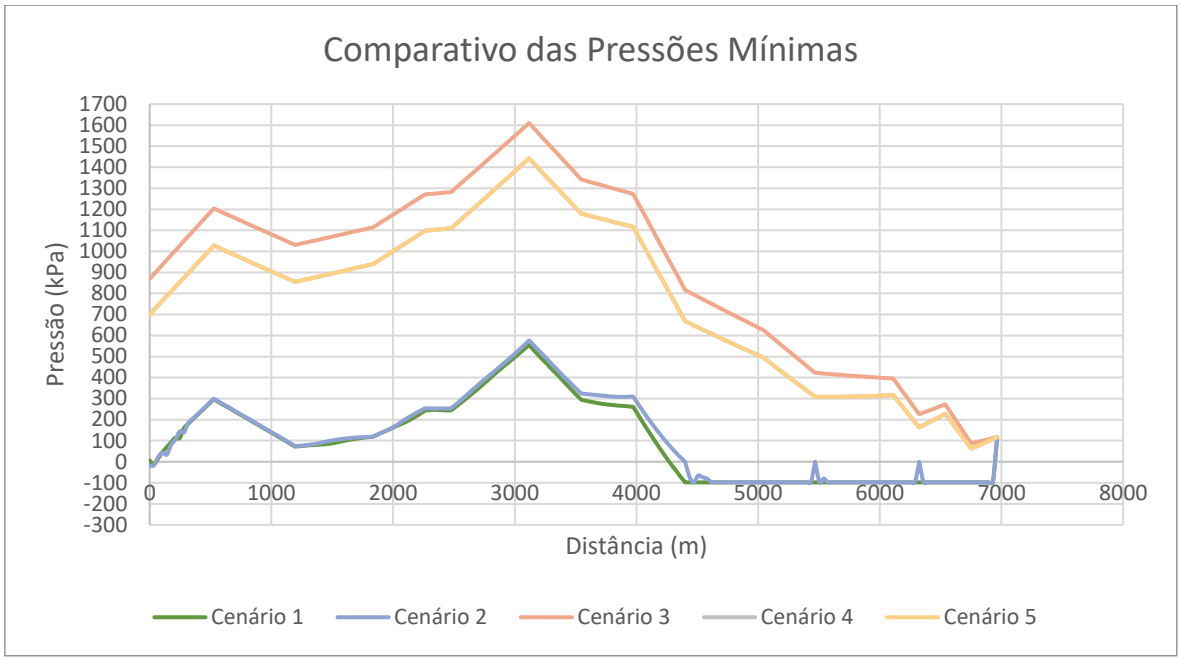


Figura 44 - Comparativo das pressões mínimas entre os cenários.

Com relação as pressões máximas, representadas na Figura 44. As maiores pressões foram calculadas no primeiro e no segundo cenário, por não possuírem dispositivos adequados. Os menores valores de pressão máxima foram do cenário 3.

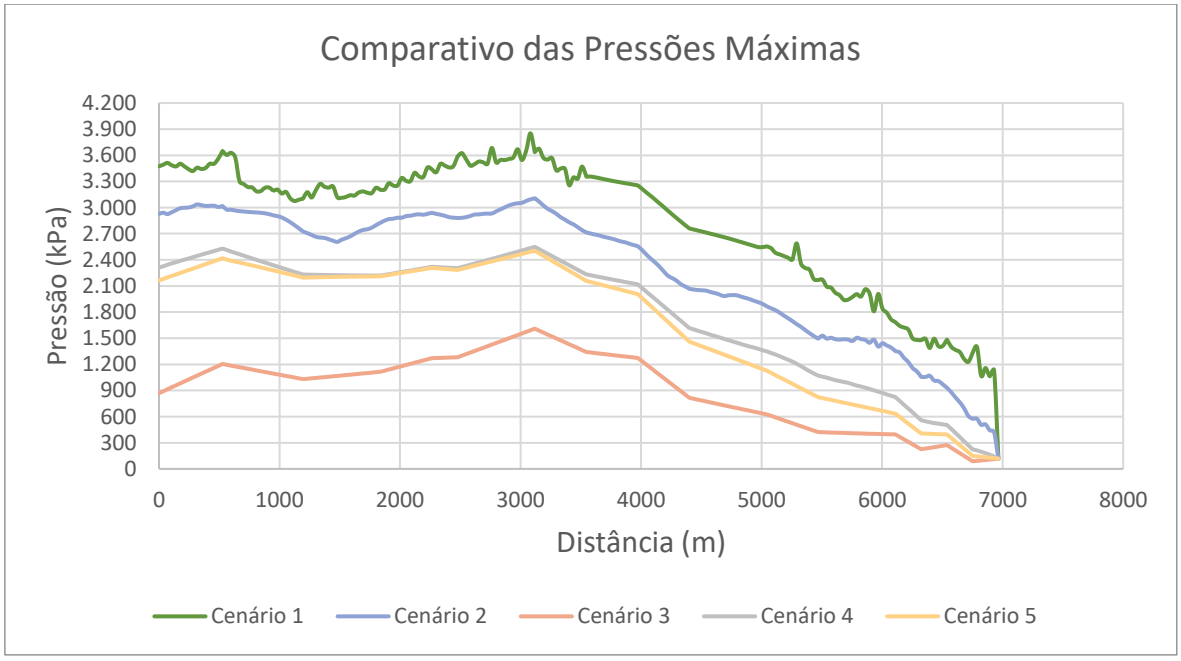


Figura 45 - Comparativo das pressões máximas entre os cenários.

6 CONCLUSÃO

A proteção contra os transientes hidráulicos nas adutoras é de extrema importância, uma vez que as pressões que surgem no sistema podem ser superiores as pressões máximas de serviço ou inferiores chegando a níveis correspondentes à pressão de vapor, ocasionando a cavitação. Tais efeitos podem levar a rupturas de tubulações, danos estruturais, ao desgaste acelerado, vazamentos e contaminação da água tratada que flui pela adutora.

O dimensionamento adequado dos sistemas de abastecimento pode evitar grandes perdas por ocorrência dos transientes hidráulicos. Os diversos dispositivos de proteção apresentados nesse projeto devem ser bem dimensionados e levar em consideração os seus diferentes mecanismos de atuação, sempre levando em consideração o aumento do custo que podem causar, que devem ser menores que uma eventual ruptura ou desgaste acelerado do sistema, pois um bom sistema deve ser viável economicamente e seguro operacionalmente.

As modelagens são estratégias mais econômicas, de maneira geral, que auxiliam a compreensão do sistema e seu planejamento e dimensionamento adequado. Possibilitam a avaliação de diversos cenários sem a necessidade de testes em escala, economizando tempo e recursos financeiros.

A modelagem de transientes hidráulicos utilizando o Método das Características vêm sendo estudada a um tempo considerável e se mostrou uma alternativa robusta. Há diversos *softwares* atualmente que utilizam esse método para modelagens como no caso do Hammer desenvolvido pela Bentley, que foi utilizado nesse projeto.

Os diversos cenários elaborados neste projeto buscaram simular o modelo hidráulico da adutora AAT.TAQ.010 para entender os efeitos que a ausência ou presença dos dispositivos de proteção ocasionariam nela, além de quantificar os aumentos e diminuições das pressões que os transientes hidráulicos provocariam. Além disso, foi possível avaliar outros dispositivos no controle das variações ocasionadas pelo fenômeno.

O primeiro cenário, sem a presença os dispositivos, apresentou altas e baixas pressões ocasionadas pelo golpe. Tal efeito sobre a pressão não seria suportado pelas conexões das tubulações, levando a um colapso delas que possuem pressão máximas de serviço de 2500 kPa. Portanto, esse cenário levaria a grandes prejuízos à linha de recalque.

A segunda situação modelada, mostrou que as válvulas tríplice-função não são suficientes para controle das pressões do transiente. Ocorrendo pressões superiores à

pressão máxima de serviço das conexões, como no caso da primeira situação, elas conseguiram atuar apenas localmente. Logo as válvulas da adutora foram projetadas pensando no escoamento permanente e não no transiente, provavelmente.

O cenário que modelou a adutora na configuração atual foi o terceiro. Nele, há a presença de dois RHO's, além das ventosas, para o controle dos transientes. Este cenário apresentou resultados satisfatórios para o controle dos transientes, se mostrando uma configuração eficaz que possibilitou que conexões menos resistentes fossem utilizadas, diminuindo o custo do projeto. Pela modelagem efetuada neste projeto foi possível verificar que um reservatório de 5600 litros seria adequado para evitar o golpe de aríete, como mostrado pelo cenário 5. Supõe-se que a escolha por dois RHO's pela Caesb tenha sido feita pensando na operação do sistema e em eventuais falhas no equipamento do dispositivo que podem ocorrer.

O volante de inércia conseguiu mitigar os efeitos da parada instantânea do conjunto motor-bomba que pode causar o golpe de aríete, caso a adutora não tivesse outros dispositivos de proteção. Em apenas um dos pontos da adutora alcançou o valor máximo de serviço das conexões da adutora, problema que seria facilmente contornado com utilização de uma conexão com maior pressão nominal. A complexidade de aplicação do volante está relacionada às características do conjunto motor-bomba, já que nem todos podem acoplar um volante de inércia e sua utilização implicaria na necessidade de maior potência do motor.

Dentre os cenários, o que se mostrou menos eficaz foi o cenário 1, já que não possui dispositivo de proteção, obteve as maiores e as menores pressões, sendo o mais vulnerável dentre os modelados. O cenário 3 apresentou os melhores resultados, obtendo menor impacto do golpe de aríete dentre todos. O quinto cenário, apesar de similar ao terceiro pela utilização do RHO, obteve resultados menos expressivos, pois nessa simulação se buscou o mínimo para atender as demandas de pressão por parte dos componentes.

Vale destacar que não só os dispositivos são necessários como também a periódica e adequada manutenção dos equipamentos são extremamente importantes e necessárias. Pensar na redundância do sistema é necessária em casos de defeitos inesperados de equipamentos ou de necessidade de manutenção.

6.1 RECOMENDAÇÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Recomenda-se para trabalhos futuros realizar novas simulações utilizando outros dispositivos ou soluções junto a uma análise de custo, uma vez que o custo do projeto é de grande importância para sua implementação. A análise de custo poderia indicar quais dispositivos são mais viáveis permitindo uma alocação de recursos mais eficiente.

Novos cenários poderiam levar em consideração, por exemplo, o uso de volante de inércia com um motor com binário de partida mais forte ou com utilização de inversor de frequência se seriam mais viáveis economicamente.

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. ABNT NBR 12215-1 - Projeto de adutora de água. Parte 1: Conduto Forçado. 1ª. ed. [S.l.]: ABNT, v. 1, 2017

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. ABNT NBR 12218 – Projeto de rede de distribuição de água para abastecimento público – Procedimento. 2ª. ed. [S.l.]: ABNT, v. 1, 2017

ARAÚJO, J. K. (2003). Calibração de redes de distribuição de água pelo método inverso aplicado a escoamento transiente. São Carlos, 2003. Tese (Doutorado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

AZEVEDO, N. J. Manual de hidráulica. São Paulo: Blucher, 1998.

BARBOSA, M. P. R. Modelagem Computacional de Chaminés de Equilíbrio e Tanques de Alimentação Unidirecional como Mecanismos de Alívio do Golpe de Aríete em Adutoras. Dissertação de Mestrado. DEHA – UFC, 2006. 171 p.

BARBOSA, M.P.R.(2006). Modelagem computacional de chaminés de equilíbrio e tanques de alimentação unidirecional como dispositivos atenuadores do golpe de aríete em adutores. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Ceará.

Boulos et al. (2005). Hydraulic Transient Guidelines for Protecting Water Distribution Systems. Jornal AWWA, 97:5.

Chaudhry, M. H. (2014). Applied Hydraulic Transients. 3ªed. Columbia, Carolina do Sul, Estados Unidos: Springer.

Chaudhry, M. H.; Holloway, M. B. Stability of Method of Characteristics. Proc. Hydraulics Division Specialty Conf., Soc. Amer. Engrs. Civil, Coeur d'Alene, Idaho, 1984, Agosto, pp. 216-220.

Chaudhry, M. H.; Portfors, E. A. A Mathematical Model for Analyzing Hydraulic Transients in a Hydroelectric Power Plant. Primeira Canadian Hydraulic Conference, the Universidade da Alberta, Edmonton, Canadá, 1973, maio, pp. 298-314.

Collatz, L., 1960, The Numerical Treatment of Differential Equalions, Terceira edição, Springer, Berlim, Alemanha.

DINIZ, A.B.N.(2020). Modelagem e análise de transitórios hidráulicos e cavitação em linhas de recalque com ventosas. Dissertação de Mestrado, Universidade de Brasília, Departamento de Engenharia Civil, Brasília, DF.

Goldberg, D. E. and Wylie, E. B. Characteristics Method Using TimeLine Interpolation". Jornal Hydraulic Engineering, Amer. Soc. Civil Engrs, 1983, Maio, pp. 670-683.

Kaplan, M., Belonogoff, G. and Wentworth, R. C. Economic Methods for Modelling Hydraulic Transient Simulation. Proc. International Conference on Pressure Surges, Canterbury, Inglaterra, British Hydromechanics Research Assoc., 1972 Setembro, pp. A-33 - A4-38.

MACINTYRE, A. J. Bombas e instalações de bombeamento. 2 ed. rev. Rio de Janeiro: LTC, 2011

NEIVA, R. M. S. (2000). Modelagem computacional do golpe de aríete em adutoras. Dissertação de Mestrado.

OLIVEIRA, M. B. (2014). Aproximação de 1ª e 2ª ordens para estudo de equações transientes em tubulação de água: um estudo corporativo. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Ceará.

PDAE, Plano Diretor de Água e Esgotos do Distrito Federal Distrital. Distrito Federal. Brasília, DF, 2019.

PDSB, Plano Distrital de Saneamento Básico e de Gestão Integrada de Resíduos Sólidos. Distrito Federal. Brasília, DF, 2017.

Rachford, H. H. and Todd, D., 1974. A Fast, Highly Accurate Means of Modeling Transient Flow in Gas Pipeline Systems by Variational Methods. Soc. of Petroleum Engrs., Abril, pp. 165-175.

Riasi, A. e Tazraei, P. (2017). Numerical Analysis of the Hydraulic Transient Response in the Presence of Surge Tanks and Relief Valves. Jornal Renewable Energy, p. 138-146.

SILVA, I.Q. (2022). Modelagem computacional da adutora de água tratada AAT.TAQ.010 para transitórios hidráulicos utilizando o software Allievi. Monografia de Projeto Final, Departamento de Engenharia Civil e Ambiental, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 87

Smith, G. D., 1978, Numerical Solution of Partial Differential Equations, Segunda edição, Clarendon Press, Oxford, Inglaterra.

Soares, A. K.; Covas, D. I. C.; Ramos, H. M. (2013b). “Damping Analysis of Hydraulic Transients in Pump-rising Main Systems”. Journal of Hydraulic Engineering, v.139, n.2, p.233-243.

SOUZA, R.S. de. Controle operacional otimizado de redes de distribuição de água usando a teoria do regulador quadrático linear. São Carlos (SP), 1998. Tese (Doutorado) – Escola de engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.

Tsutiya, Milton Tomoyuki (2004). Abastecimento de água. Departamento de Engenharia Hidráulica e Sanitária da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 4ª Edição, São Paulo.

Vardy, A. E., 1977, “On the Use of the Method of Characteristics for the Solution of Unsteady Flows in Networks,” Proc. Second International Conf. on Pressure Surges, British Hydromechanics Research Assoc., Bedford, Inglaterra.

Vardy, A. E., 1977.On the Use of the Method of Characteristics for the Solution of Unsteady Flows in Networks. Proc. Second International Conf. on Pressure Surges, British Hydromechanics Research Assoc., Bedford, Inglaterra.

Wiggert, D. C. and Sundquist, M. J., 1977, On the Use of Fixed Grid Characteristics for Pipeline Transients. Hyd. Div., Amer. Soc. of Civil Engrs., vol. 103, Dez., pp. 1403-1416.

Wylie, E. B., 1983. Advances in the Use of MOC in Unsteady Pipeline Flow,” Fourth International Conf. on Pressure Surges, British Hydromechanics Research Assoc., Bath, Inglaterra, Set. 21-23, pp. 27-37.

Yow, W., 1972, Numerical Error on Natural Gas Transient Calculations. Trans. Amer. Soc. of Mech. Engrs., vol. 94, Serie D, no. 2, pp. 422-428.