

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

MODELAGEM E ANÁLISE DE TRANSITÓRIOS
HIDRÁULICOS E CAVITAÇÃO EM LINHAS DE
RECALQUE COM VENTOSAS

ARTHUR BRITO NUNES DINIZ

ORIENTADOR: ALEXANDRE KEPLER SOARES

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM TECNOLOGIA AMBIENTAL E
RECURSOS HÍDRICOS

BRASÍLIA/DF: MARÇO – 2020

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA CIVIL**

**MODELAGEM E ANÁLISE DE TRANSITÓRIOS HIDRÁULICOS E
CAVITAÇÃO EM LINHAS DE RECALQUE COM VENTOSAS**

ARTHUR BRITO NUNES DINIZ

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA CIVIL E AMBIENTAL DA FACULDADE DE
TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE
DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU
DE MESTRE EM TECNOLOGIA AMBIENTAL E RECURSOS
HÍDRICOS.**

APROVADA POR:

**Prof. Alexandre Kepler Soares, Dr. (ENC-UnB)
(Orientador)**

**Prof. Sérgio Koide, Ph.D. (ENC-UnB)
(Examinador Interno)**

**Prof. Edevar Luvizotto Junior, Dr. (FEC-UNICAMP)
(Examinador Externo)**

BRASÍLIA/DF, MARÇO DE 2020.

FICHA CATALOGRÁFICA

DINIZ, ARTHUR BRITO NUNES

Modelagem e análise de transitórios hidráulicos e cavitação em linhas de recalque com ventosas [Distrito Federal] 2020.

xxi, 136p., 210 x 297 mm (ENC/FT/UnB, Mestre, Tecnologia Ambiental e Recursos Hídricos, 2020).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Civil e Ambiental.

- | | |
|-----------------------------|----------------------|
| 1. Transitórios hidráulicos | 2. Modelo hidráulico |
| 3. Linha de recalque | 4. Cavitação |
| 5. Válvula ventosa | |

I. ENC/FT/UnB

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

DINIZ, A.B.N (2020). *Modelagem e Análise de Transitórios Hidráulicos e Cavitação em Linhas de Recalque com Ventosas*. Dissertação de Mestrado em Tecnologia Ambiental e Recursos Hídricos, Publicação PTARH. DM – 231/2020, Departamento de Engenharia Civil e Ambiental, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 136p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Arthur Brito Nunes Diniz

TÍTULO: Modelagem e Análise de Transitórios Hidráulicos e Cavitação em Linhas de Recalque com Ventosas

GRAU: Mestre

ANO: 2020

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

Arthur Brito Nunes Diniz
arthurbndiniz@gmail.com

*Aos meus pais, Laudízio e
Roberta, com muito amor e
carinho. Amo vocês.*

AGRADECIMENTOS

A Deus, pelas infinitas bênçãos derramadas sobre a minha vida. Por ter me sustentado e me guiado durante a realização do mestrado, sempre me concedendo forças nos momentos de dificuldade.

Aos meus pais, Laudízio e Roberta, pelo desmesurado esforço e dedicação e por ser base incondicional em todas as etapas da minha vida. Nunca mediram esforços em proporcionar e incentivar uma boa formação científica e intelectual.

Aos meus avós Agenor (*in memorian*), Alda, Audízio (*in memorian*) e Oneide, por constituírem a base educacional e moral de toda nossa família.

Aos meus irmãos Matheus e Ananda, sempre presente nos bastidores dessa caminhada, me incentivando e ajudando. A minha gratidão, também, aos meus cunhados Rebeca e Rômulo.

À Anne, pela companhia especial ao longo de todo percurso acadêmico trilhado até o momento e por toda motivação concedida frente aos desafios encontrados.

Ao Prof. Alexandre Kepler Soares, pela amizade e auxílio concedido em todas as fases dessa pesquisa, mostrando-se sempre solícito em compartilhar o conhecimento.

Ao Prof. Sérgio Koide, pelo apoio à candidatura ao Mestrado e pelo incentivo e suporte inicial na orientação.

Aos demais professores e funcionários do PTARH/UnB, por fazerem parte dessa conquista por meio do exercício, com muito zelo e dedicação, dos seus valorosos ofícios.

Ao meu tio Laurislandio e família, pelo auxílio prestado e por sempre se fazerem presentes durante minha estada em Brasília. Estendo esse agradecimento aos demais familiares, que sempre incentivaram essa jornada.

Aos amigos e demais colegas de Brasília, pela vivência e constantes aprendizados. Pelo enfrentamento em conjunto dessa caminhada, dividindo as dificuldades e as alegrias.

Ao Instituto Superior Técnico de Lisboa, na pessoa da Prof.^a Dília Covas, pela cessão de dados experimentais e de campo que em muito contribuíram com o desenvolvimento deste trabalho.

À Universidade de Brasília (UnB) e à Fundação de Apoio à Pesquisa do Distrito Federal (FAP-DF) pela concessão de auxílio financeiro para participação e apresentação de artigos em eventos nacionais e internacionais.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – CAPES pela bolsa de mestrado e, portanto, pelo apoio à realização do presente trabalho. Código de Financiamento 001.

RESUMO

MODELAGEM E ANÁLISE DE TRANSITÓRIOS HIDRÁULICOS E CAVITAÇÃO EM LINHAS DE RECALQUE COM VENTOSAS

Embora o desenvolvimento teórico dos modelos hidráulicos para análise de transitórios tenha avançado consideravelmente nas últimas décadas, ainda são verificadas consideráveis divergências entre os dados obtidos em campo ou laboratório e os resultados das simulações hidráulico-computacionais. O presente trabalho se propôs a desenvolver um modelo hidráulico que incorpora a cavitação gasosa por meio do *Discrete Gas Cavity Model* (DGCM), além da consideração do fator de atrito variável com o objetivo de analisar as pressões transitórias causadas pela parada súbita de conjuntos motor-bomba em linhas de recalque, sendo um sistema real de bombeamento de esgoto. O simulador desenvolvido teve suas rotinas e resultados validados por etapas seguindo a ordem de implementação das condições de contorno e efeitos dinâmicos através de *software* de simulação e análise de transitórios e de dados obtidos de instalação experimental. O modelo foi, então, aplicado para o estudo de um sistema real – Linha de Recalque do Saldanha (Lisboa/Portugal) – para simulação e análise hidráulica em escoamento transitório. Dados de campo mostraram a ocorrência de pressões transitórias abaixo da pressão atmosférica, mas sem resultarem em separação da coluna líquida. Visando a calibração do modelo hidráulico, foi necessário o estudo das condições de contorno do sistema, como a lei de fechamento das válvulas de retenção dos conjuntos motor-bomba, a admissão e a expulsão de ar pelas ventosas ao longo da linha de recalque e a variação da coluna líquida na extremidade de jusante da linha de recalque com descarga livre para a atmosfera. Sucessivas simulações foram realizadas para a reprodução das condições de escoamento por meio da comparação dos resultados numéricos com os dados coletados em campo. Os resultados obtidos demonstraram que as válvulas de retenção não eram estanques em seu fechamento máximo, que as ventosas admitiam grande quantidade de ar promovendo proteção local contra separação da coluna líquida, mas não evitaram pressões negativas na elevatória, que os efeitos do fator de atrito variável foram menos impactantes no sinal de pressão do que o ar admitido no escoamento pelas ventosas, e que o trecho final da linha de recalque, composto por uma tubulação disposta na vertical e por extremidade com descarga para a atmosfera, apresentou variação em seu nível e correspondente estabilização em cota inferior ao da extremidade.

Palavras-chave: transitórios hidráulicos, modelo hidráulico, linha de recalque, cavitação, válvula ventosa.

ABSTRACT

MODELING AND ANALYSIS OF HYDRAULIC TRANSIENTS AND CAVITATION IN PUMPED RISING MAINS WITH AIR VALVES

Although the theoretical development of hydraulic models for transient analysis has advanced considerably in the last decades, considerable divergences between the data obtained in the field or laboratory and the results of the hydraulic-computer simulations are still verified. The current work proposed to develop a hydraulic model that incorporates gas cavitation using the Discrete Gas Cavity Model (DGCM), in addition to considering the variable friction factor in order to analyze the transient pressures caused by the pump trip-off in rising mains, being a real sewage pumping system. The developed simulator had its routines and results validated in stages following the order of implementation of the boundary conditions and dynamic effects through simulation and transient analysis software and data obtained from an experimental installation. The model was then applied to the study of a real system - Saldanha Rising Main (Lisbon/Portugal) - for simulation and hydraulic analysis in transitory flow. Field data showed the occurrence of transient pressures below atmospheric pressure, but without resulting in separation of the liquid column. In order to calibrate the hydraulic model, it was necessary to study the boundary conditions of the system, such the closure of the check valves of the motor-pump assemblies, the air intake and expulsion through the air valves along the rising main and the variation of the liquid column at the downstream end of the rising main with free discharge to the atmosphere. Successive simulations were performed to reproduce the flow conditions by comparing the numerical results with the data collected in the field. The results obtained demonstrated that the check valves were not watertight in their maximum closure, that the air valves allowed a large amount of air promoting local protection against separation of the liquid column, but did not prevent negative pressures on the system, that the effects of the unsteady friction were less impacting on the pressure signal than the air admitted by the air valves, and that the final section of the discharge line, composed of a pipe arranged vertically and a discharge to the atmosphere, presented variation in its level and corresponding stabilization at a lower level than the pipeline end.

Keywords: hydraulic transients, hydraulic model, pumped rising main, cavitation, air valve.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	3
2. OBJETIVOS.....	5
2.1. OBJETIVO GERAL.....	5
2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	5
3. ESCOAMENTO TRANSITÓRIO EM CONDUTOS FORÇADOS.....	6
3.1. ANÁLISE HIDRÁULICA NO ESCOAMENTO TRANSITÓRIO	6
3.2. MODELO ELÁSTICO - MOC.....	9
3.3. ESCOAMENTO BIFÁSICO E CAVITAÇÃO	15
3.3.1. Cavitação Vaporosa	17
3.3.2. Cavitação Gasosa.....	20
3.4. FATOR DE ATRITO NO ESCOAMENTO TRANSITÓRIO.....	27
3.5. ESTUDOS DE TRANSITÓRIOS EM SISTEMAS EXISTENTES: ÁGUA E ESGOTO	33
3.5.1. Transitórios em sistema de bombeamento de água com descarga livre a jusante	33
3.5.2. Transitórios em sistemas de bombeamento de água com diversas derivações	36
3.5.3. Transitórios em linhas de recalque de esgotos.....	39
3.5.4. Transitórios em sistema hidrelétrico reversível	44
3.5.5. Método Transiente Inverso aplicado a sistemas de distribuição de água ..	46
3.5.6. Discussão	49
4. MODELO HIDRÁULICO	52
4.1. RESERVATÓRIO DE NÍVEL FIXO À MONTANTE	53
4.2. TANQUE COM NÍVEL VARIÁVEL.....	54
4.3. PARADA BRUSCA DE BOMBA E CURTA LINHA DE SUÇÃO	55

4.4.	VENTOSA	62
4.5.	VÁLVULA À JUSANTE COM DESCARGA LIVRE PARA A ATMOSFERA	65
4.6.	VÁLVULA DE RETENÇÃO.....	66
5.	VALIDAÇÃO DO MODELO HIDRÁULICO	68
5.1.	SISTEMA DE BOMBEAMENTO DE ÁGUA - HIPOTÉTICO.....	68
5.1.1.	Parada brusca do conjunto motor-bomba	69
5.1.2.	Ventosa Tríplice Função.....	71
5.1.3.	Conclusões.....	74
5.2.	SISTEMA EXPERIMENTAL RESERVATÓRIO-TUBO-VÁLVULA.....	74
5.2.1.	Fator de Atrito Variável	75
5.2.2.	<i>Discrete Gas Cavity Model (DGCM)</i>	78
5.2.3.	Conclusões.....	81
6.	ESTUDO DE CASO	83
6.1.	DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE BOMBEAMENTO DE ESGOTOS	83
6.2.	ENSAIOS E COLETA DE DADOS	86
6.3.	ANÁLISE DO SINAL DE PRESSÃO.....	88
6.4.	CONDIÇÕES ESTABELECIDAS PARA MODELAGEM HIDRÁULICA DO SISTEMA	89
6.5.	CALIBRAÇÃO DO MODELO HIDRÁULICO.....	91
6.6.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	93
6.6.1.	MODELO ELÁSTICO CLÁSSICO – CENÁRIO 1	93
6.6.2.	MODELO COM CAVITAÇÃO GASOSA – CENÁRIO 2.....	95
7.	CONCLUSÕES	107
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	110
	APÊNDICE A – EQUAÇÕES DO MODELO DE ATRITO VARIÁVEL (VARDY <i>et al.</i> , 1993).....	116

APÊNDICE B – COMPORTAMENTO DAS VENTOSAS E DGCM PARA OS CENÁRIOS 2.1, 2.3, 2.5 e 2.7	120
--	------------

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Ruptura e colapso do sistema de tubulações da Central Elétrica de Oigawa, Japão (1950) (Bonin, 1960)	6
Figura 3.2 – Linhas Características no plano x-t (Chaudhry 2014, adaptado)	12
Figura 3.3 – Malha de cálculo do método das características (Chaudhry 2014, modificado)	14
Figura 3.4 – Esquema do modelo DVCM (Adaptado de Bergant et al., 2006a).....	18
Figura 3.5 – Esquema do modelo DGCM. (Soares et al., 2016).....	21
Figura 3.6 – Curvas $p^* - \forall$ do DVCM e DGCM (Adaptado de Bergant et al., 2006a)	22
Figura 3.7 – Esquema representativo para análise do DGCM (Wylie e Streeter 1993, modificado)	24
Figura 3.8 – Malha alternada utilizada na análise de transientes considerando gás livre. (Wylie e Streeter 1993, modificado).....	26
Figura 3.9 – Família de funções peso em função de $(f_f \times Re)$ para escoamentos turbulentos com baixo valor de Re (Covas 2003, modificado).....	31
Figura 3.10 – Esquema simplificado do sistema adutor da Guarda, Portugal (Adaptado de Soares et al., 2013b).	34
Figura 3.11 – Cargas de pressão observadas em P1 e resultados numéricos do modelo elástico (Adaptado de Soares <i>et al.</i> , 2013b)	36
Figura 3.12 – Cargas de pressão observadas com e sem a atuação da válvula de alívio (Soares <i>et al.</i> , 2013a).....	36
Figura 3.13 – Esquema da tubulação principal e das derivações do sistema de Novara, Itália (Brunone <i>et al.</i> , 2014).....	37
Figura 3.14 – Sinal de pressão observado versus resultados numéricos para todas as derivações fechadas (linha tracejada) ou abertas (linha pontilhada) (Brunone <i>et al.</i> , 2014).....	38
Figura 3.15 – Resultados numéricos <i>versus</i> dados observados para o cenário 1 (a) e cenário 2 (b) (Soares e Covas, 2015).	40
Figura 3.16 – Dados de cargas de pressão monitoradas durante a parada súbita de um (a) ou dois (b) conjuntos motor-bomba (Soares e Covas, 2015).	41
Figura 3.17 – Esquemas que ilustram o perfil da linha de recalque de esgotos de Saguenay, Canadá (Adaptado de Axworthy e Chabot, 2004).....	42

Figura 3.18 – Carga de pressão na estação de bombeamento e na ventosa após perda de potência (Adaptado de Axworthy e Chabot, 2004).	43
Figura 3.19 – Envoltórias de cargas piezométricas após perda de potência com modelo de cavitação vaporosa e fator de atrito variável (Adaptado de Axworthy e Chabot, 2004).	43
Figura 3.20 – Envoltórias de cargas piezométricas após instalação do inversor de frequência (Adaptado de Axworthy e Chabot, 2004).	44
Figura 3.21 – Sistema hidrelétrico Covão - Socorridos - St. Quitéria, Ilha da Madeira, Portugal (Adaptado de Covas <i>et al.</i> , 2008).	45
Figura 3.22 – Desligamento simultâneo e brusco das três bombas sem e com proteção contra golpes de aríete para diferentes volumes de ar iniciais e diâmetros do by-pass (Adaptado de Covas <i>et al.</i> , 2008).	46
Figura 4.1 – Linhas características nas extremidades de contorno (Soares, 2007).	53
Figura 4.2 – Representação do tanque com nível variável (Soares et al. 2013b, modificado)	54
Figura 4.3 – Zonas e quadrantes de funcionamento de uma bomba (Ramos <i>et al.</i> , 2005)..	56
Figura 4.4 – Esquema da condição de contorno da bomba (Chaudhry 2014, modificado).	58
Figura 4.5 – Fluxograma do procedimento de cálculo da condição de contorno da parada brusca de bomba (Chaudhry 2014, modificado).	61
Figura 4.6 – Esquema da condição de contorno da ventosa (Chaudhry, 2014, modificado)	62
Figura 4.7 – Esquema da modelagem da válvula de retenção como válvula em linha	67
Figura 5.1 – Perfil da linha de recalque ($z_A = 0$ m; $z_B = 60$ m; $z_C = 0$ m; $z_D = 150$ m).....	69
Figura 5.2 – Variação da pressão no sistema de bombeamento	70
Figura 5.3 – Variação da vazão bombeada pelo conjunto motor-bomba	70
Figura 5.4 – Variação da velocidade de rotação da bomba	71
Figura 5.5 – Envoltórias de cargas piezométricas após parada da bomba (sem ventosa) ...	71
Figura 5.6 – Curvas Características da ventosa. a) Curva de admissão de ar. b) Curva de expulsão de ar.....	72
Figura 5.7 – Variação da pressão no ponto da ventosa	72
Figura 5.8 – Variação do volume de ar no interior do conduto.....	73
Figura 5.9 – Vazão de admissão (positiva) e expulsão (negativa) de ar pela ventosa.....	73

Figura 5.10 – Sistema experimental: (a) linha composta por tubos de cobre e transdutor T2; (b) bomba hidráulica e reservatório hidropneumático; (c) válvula pneumática e transdutor T1; (d) sistema de aquisição de dados (Martins <i>et al.</i> , 2016) ...	75
Figura 5.11 – Variação da pressão no comprimento médio da tubulação (T_2) durante os primeiros 4,0 segundos em escoamento não cavitante	76
Figura 5.12 – Variação da pressão no comprimento médio da tubulação (T_2) durante os primeiros 0,5 segundo em escoamento não cavitante	76
Figura 5.13 – Variação da pressão na extremidade a jusante (T_1) durante os primeiros 4,0 segundos em escoamento não cavitante.....	77
Figura 5.14 – Variação da pressão na extremidade a jusante (T_1) durante os primeiros 0,5 segundo em escoamento não cavitante	77
Figura 5.15 – Variação da pressão no comprimento médio da tubulação (T_2) durante os primeiros 4,0 segundos em escoamento cavitante	78
Figura 5.16 – Variação da pressão no comprimento médio da tubulação (T_2) durante os primeiros 0,5 segundo em escoamento cavitante.....	79
Figura 5.17 – Variação do volume da bolha de ar no comprimento médio da tubulação (T_2) durante o escoamento cavitante	79
Figura 5.18 – Variação da pressão na extremidade a jusante (T_1) durante os primeiros 4,0 segundos em escoamento cavitante.....	80
Figura 5.19 – Variação da pressão na extremidade a jusante (T_1) durante os primeiros 0,5 segundo em escoamento cavitante	80
Figura 5.20 – Variação do volume da bolha de ar na extremidade a jusante (T_1) durante o escoamento cavitante	81
Figura 6.1 – Estação elevatória de esgotos: (a) linhas de compressão, válvulas de gaveta (motorizadas) e válvulas de retenção; (b) poço de sucção e bombas submersíveis; (c) válvula de retenção; (d) transdutor de pressão na linha de recalque; (e) válvula de gaveta e válvula de retenção do by-pass; (f) transdutor de pressão (Soares e Covas, 2015).....	84
Figura 6.2 – Ventosas instaladas na linha de recalque do Saldanha.....	85
Figura 6.3 – Perfil topográfico da linha de recalque de esgotos (Soares e Covas, 2015) ...	85
Figura 6.4 – Variação da pressão medida no Ensaio 1	86
Figura 6.5 – Variação da pressão medida no Ensaio 2	87
Figura 6.6 – Sumário dos valores máximos, mínimos e do regime inicial observados nos Ensaios 1 e 2	88

Figura 6.7 – Análise do sinal de pressão na estação elevatória de esgotos (Ensaio 2).....	89
Figura 6.8 – Resultados numéricos versus dados observados para o Cenário 1 (duas bombas)	94
Figura 6.9 – Resultados numéricos versus dados observados para o cenário 1 (uma bomba)	95
Figura 6.10 – Resultados numéricos versus dados observados para o Cenário 2.1 (duas bombas).....	96
Figura 6.11 – Resultados numéricos versus dados observados para o Cenário 2.2 (duas bombas).....	97
Figura 6.12 – Resultados numéricos versus dados observados para o Cenário 2.3 (duas bombas).....	98
Figura 6.13 – Resultados numéricos versus dados observados para o Cenário 2.4 (duas bombas).....	98
Figura 6.14 – Resultados numéricos versus dados observados para o Cenário 2.5 (duas bombas).....	99
Figura 6.15 – Resultados numéricos versus dados observados para o Cenário 2.6 (duas bombas).....	99
Figura 6.16 – Resultados numéricos versus dados observados para o Cenário 2.7 (duas bombas).....	100
Figura 6.17 – Resultados numéricos versus dados observados para o Cenário 2.8 (duas bombas).....	100
Figura 6.18 – Resultados numéricos versus dados observados para o Cenário 2.1 (uma bomba)	102
Figura 6.19 – Resultados numéricos versus dados observados para o Cenário 2.2 (uma bomba)	103
Figura 6.20 – Resultados numéricos versus dados observados para o Cenário 2.7 (uma bomba)	104
Figura 6.21 – Resultados numéricos versus dados observados para o Cenário 2.8 (uma bomba)	104

Figura B. 1 – Variação da pressão na ventosa 1	120
Figura B. 2 – Variação do volume de ar na ventosa 1	121
Figura B. 3 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 1	121
Figura B. 4 – Variação da pressão na ventosa 2	121
Figura B. 5 – Variação do volume de ar na ventosa 2	122
Figura B. 6 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 2	122
Figura B. 7 – Variação do volume de ar na seção de cálculo (Δx) a jusante da VR	122
Figura B. 8 – Variação da pressão na ventosa 1	123
Figura B. 9 – Variação do volume de ar na ventosa 1	123
Figura B. 10 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 1	123
Figura B. 11 – Variação da pressão na ventosa 2	124
Figura B. 12 – Variação do volume de ar na ventosa 2	124
Figura B. 13 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 2	124
Figura B. 14 – Variação do volume de ar na seção de cálculo (Δx) a jusante da VR	125
Figura B. 15 – Variação da pressão na ventosa 1	126
Figura B. 16 – Variação do volume de ar na ventosa 1	126
Figura B. 17 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 1	126
Figura B. 18 – Variação da pressão na ventosa 2	127
Figura B. 19 – Variação do volume de ar na ventosa 2	127
Figura B. 20 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 2	127
Figura B. 21 – Variação do volume de ar na seção de cálculo (Δx) a jusante da VR	128
Figura B. 22 – Variação da pressão na ventosa 1	129
Figura B. 23 – Variação do volume de ar na ventosa 1	129
Figura B. 24 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 1	129
Figura B. 25 – Variação da pressão na ventosa 2	130
Figura B. 26 – Variação do volume de ar na ventosa 2	130
Figura B. 27 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 2	130
Figura B. 28 – Variação do volume de ar na seção de cálculo (Δx) a jusante da VR	131
Figura B. 29 – Variação da pressão na ventosa 1	132
Figura B. 30 – Variação do volume de ar na ventosa 1	132
Figura B. 31 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 1	133
Figura B. 32 – Variação da pressão na ventosa 2	133
Figura B. 33 – Variação do volume de ar na ventosa 2	133
Figura B. 34 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 2	134

Figura B. 35 – Variação do volume de ar na seção de cálculo (Δx) a jusante da VR	134
Figura B. 36 – Variação do volume de ar na ventosa 1	135
Figura B. 37 – Variação do volume de ar na ventosa 1	135
Figura B. 38 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 1	135
Figura B. 39 – Variação do volume de ar na ventosa 2	136
Figura B. 40 – Variação do volume de ar na seção de cálculo (Δx) a jusante da VR	136

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Principais estudos de transitórios hidráulicos aplicados em sistemas urbanos de água e esgoto	51
Tabela 4.1 – Coeficientes para as diferentes considerações do fator de atrito	52
Tabela 6.1 – Dados de operação do sistema com apenas um conjunto motor-bomba	86
Tabela 6.2 – Dados de operação do sistema com dois conjuntos motor-bomba.....	87
Tabela 6.3 – Cenários de calibração para o sistema com dois conjuntos motor-bomba	92
Tabela 6.4 – Cenários de calibração para o sistema com um conjunto motor-bomba	92
Tabela 6.5 – Sumário do RMSE para os diferentes cenários avaliados com dois conjuntos motor-bomba	101
Tabela 6.6 – Sumário do RMSE para os diferentes cenários avaliados com um conjunto motor-bomba	105
Tabela 6.7 – Resumo dos resultados da calibração	106

LISTA DE SÍMBOLOS, NOMENCLATURAS E ABREVIACÕES

A	área interna da seção transversal do tubo
a	celeridade (velocidade de propagação da onda)
A_s	área transversal do tanque vertical
A_v	área de abertura da válvula
C	coeficiente de rugosidade de Hazen-Williams
C^-	característica negativa
C^+	característica positiva
C_a^+, C_a^-	impedância característica
C_d	coeficiente de descarga da válvula (ventosa)
C_{in}	coeficiente de descarga para entrada de ar
C_N	número de <i>Courant</i>
C_{out}	coeficiente de descarga para saída de ar
C_v	coeficiente de perda de carga na válvula
D	diâmetro interno do tubo
$DGCM$	<i>Discrete Gas Cavity Model</i>
DN	diâmetro nominal
$DVCM$	<i>Discrete Vapor Cavity Model</i>
E	módulo de elasticidade da tubulação
e	espessura da tubulação
f	fator de atrito de Darcy-Weisbach
f_f	fator de atrito de Fanning
g	aceleração da gravidade
$GIVCM$	<i>Generalized Interface Vaporous Cavitation Model</i>
H	carga piezométrica
H	valores calculados das cargas piezométricas
\hat{H}	valores medidos das cargas piezométricas
H_b	pressão barométrica
H_e	sinal de pressão
h_f	termo de atrito
h_{fs}	termo de atrito para escoamento permanente
h_{fu}	termo de atrito para escoamento transitório
H_n	sinal numérico de pressão

H_{res}	altura do nível de água do reservatório
H_s	nível inicial de água no tanque de nível variável
H_{suc}	altura de sucção
H_T	altura do tanque
H_v	pressão de vapor relativa
I	momento polar de inércia do conjunto motor-bomba
i	nó, seção de cálculo
m_a	massa de ar
ML	modelo lagrangeano
MOC	método das características
N	número de seções de cálculo; velocidade de rotação, número de dados
p	pressão; pressão calculada
P	potência do conjunto motor-bomba
p_0	pressão inicial
p_v	pressão de vapor do líquido
Q	vazão
Q_0	vazão no regime permanente
Q_d	vazão de saída do tanque de nível variável
R	coeficiente de resistência, constante universal dos gases
Re	número de Reynolds
RHO	reservatório hidropneumático
t	tempo
T	torque do conjunto motor-bomba, temperatura
t_0	tempo inicial
TAU	tanque de alimentação unidirecional
TW	transformada <i>wavelet</i>
VR	válvula de retenção
W	função peso
x	coordenada ao longo do eixo do tubo
z	cota topográfica
α_0	fração inicial de gás livre
α_v	fração de vazios do vapor no líquido
γ	peso específico do líquido

ΔH_{Pv}	perda de carga na válvula de retenção
Δt	elemento da discretização ao longo do tempo (passo de tempo)
Δx	elemento da discretização ao longo do comprimento da tubulação
ε	módulo de elasticidade da água
η_R	valor nominal da eficiência da bomba
λ	multiplicador
ν	viscosidade cinemática do fluido
ρ_a	massa específica do ar na pressão atmosférica absoluta
τ	coeficiente adimensional de abertura da válvula
ψ	tempo adimensional
\mathcal{V}	volume de ar
\mathcal{V}_0	volume inicial de ar
$\mathcal{V}_m, \mathcal{V}_g$	volume total da mistura líquido – vapor
\mathcal{V}_v	volume de vapor
ID	uma dimensão

1. INTRODUÇÃO

Tradicionalmente, o dimensionamento de sistemas hidráulicos realiza-se baseado na premissa de que operam em contínuo regime permanente. Entretanto, sabe-se que em diversas situações o regime de escoamento se torna transitório, o que pode representar, em casos extremos, um risco à segurança, estabilidade, confiabilidade e ao bom funcionamento do sistema. Esse cenário é observado, por exemplo, durante abertura ou fechamento de válvulas, ou pelo acionamento ou desligamento (programado ou não) de sistemas elevatórios. A partir dessas ocorrências, o sistema sofre flutuações de pressão e vazão que, dependendo da magnitude, podem ocasionar a ruptura de tubulações e, portanto, a paralisação do funcionamento do sistema.

Nesse contexto, a análise dos transitórios permite a quantificação das pressões máximas e mínimas e, por isso, é de fundamental interesse para os engenheiros e gestores, a fim de que possam dimensionar corretamente os sistemas e introduzir equipamentos protetores, cuja finalidade é amortecer as variações de pressões prejudiciais à vida útil da instalação. O êxito da análise depende da aplicação de modelos com precisão satisfatória. Em fase de projeto, previsões mais aprimoradas das variáveis de estado permitem determinar uma estrutura mais econômica para o sistema e impedir acidentes associados ao golpe de aríete. Além disso, asseguram um avanço dos métodos e técnicas que fazem uso da análise transiente inversa para detectar vazamentos, bloqueios, ou trechos com avançada deterioração, fornecendo subsídios para um melhor gerenciamento dos sistemas já existentes.

A modelagem hidráulica dos efeitos do regime transitório nos sistemas tem grande relevância posto que as proteções essenciais à tubulação para limitar um transiente hidráulico a valores aceitáveis são distintas e adaptáveis a cada caso. Suas atuações se concentram tanto atenuando a variação da velocidade do fluido, quanto limitando a sobrepressão. Para isso, e com base nos resultados do modelo, o projetista define a amplitude da sobrepressão e da subpressão criada pelo transitório hidráulico e julga, a partir do perfil da canalização, qual tipo de proteção deve ser adotado: volante de inércia, válvula de alívio, válvula antecipadora de onda, válvula controladora de bomba, chaminé de equilíbrio, tanque de amortecimento unidirecional (TAU) ou tanque hidropneumático (RHO), por exemplo.

Embora o desenvolvimento teórico da análise de transitórios tenha avançado consideravelmente nas últimas décadas (Almeida e Koelle, 1992; Wylie e Streeter, 1993; Chaudhry, 2014), ainda são verificadas consideráveis divergências entre os dados obtidos em campo ou laboratório e os resultados das simulações hidráulico-computacionais. Ademais, registros de aplicações de modelos de transitórios hidráulicos em sistemas reais (adutoras, linhas de recalque de esgoto, redes de distribuição de água) não são comumente encontradas na literatura e, quando tais sistemas são modelados, existem discrepâncias significativas entre as respostas medidas e os resultados previstos pelo uso de modelos transitórios usualmente aplicados.

Como evidenciado por Starczewska *et al.* (2014), ainda é limitado o conhecimento sobre o comportamento transitório em sistemas complexos, havendo a necessidade de aumentar os dados experimentais disponíveis para análise. Nesse sentido, ainda há muitos argumentos sem base experimental e problemas não resolvidos em torno dessa temática.

Tais imprecisões instigam novos estudos com o intuito de melhor avaliar os métodos e modelos existentes e, com isso, fornecer subsídios para a elaboração de modelos matemáticos mais realistas para sistemas de condutos forçados. A necessidade de uma análise mais confiável da propagação da onda de pressão, bem como uma melhor compreensão dos fenômenos físicos envolvidos durante os transitórios hidráulicos em condutos forçados, sobretudo de transporte de esgotos, foram as principais motivações do atual trabalho de pesquisa.

No presente trabalho, propõe-se desenvolver um modelo hidráulico de sistemas de bombeamento de esgotos para análise de eventos transitórios causados pela parada súbita das bombas. O simulador incorpora uma metodologia de fator de atrito variável, bem como efeitos relacionados à cavitação gasosa e sua validação realizou-se com o uso combinado de *software* de simulação hidráulica com reconhecida performance e dados coletados em aparato experimental. Utiliza-se o modelo da coluna elástica, que leva em conta a compressibilidade do fluido e as características mecânicas elásticas das paredes do conduto. Para a resolução do sistema de equações tratado neste trabalho foi empregado um modelo elástico linear com solução por meio do Método das Características (MOC).

1.1. ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

A dissertação está organizada em sete capítulos. Os Capítulos 1 e 2 apresentam as considerações iniciais sobre a temática estudada, motivação da pesquisa, abordagem proposta para o desenvolvimento do trabalho e seus objetivos gerais e específicos. O Capítulo 3 contém a base que sustenta a pesquisa por meio da seleção de diversos trabalhos de outros autores que versam sobre temáticas relacionadas com o presente trabalho, bem como a fundamentação teórica do modelo utilizado (elástico). Os Capítulos 4, 5, 6 e 7 contêm a parte da dissertação efetivamente desenvolvida pelo autor, no que se refere à concepção do modelo numérico, à sua respectiva validação e calibração, utilização dos dados de campo e, por fim, à apresentação dos resultados, discussões e formulação de conclusões a partir das análises realizadas. Na primeira parte do Capítulo 6, são expostas a descrição do estudo de caso e campanha para obtenção dos resultados, os quais foram cedidos pelo Instituto Superior Técnico (Lisboa). Esses dados possibilitaram ao autor fazer algumas considerações necessárias ao prosseguimento do estudo e realizar a modelagem dos transitórios hidráulicos.

O Capítulo 3 apresenta uma revisão de literatura dos principais assuntos abordados nesta pesquisa. Destaca-se, entre eles, a importância da análise hidráulica no escoamento transitório, a consideração do escoamento bifásico e cavitação na geração de resultados mais precisos e coerentes com a situação prática estudada (transitórios em sistemas de bombeamento de esgotos), consideração do fator de atrito variável e a abordagem dos principais e mais recentes estudos de transitórios empreendidos em sistemas reais. Além disso, apresenta-se a fundamentação teórica do modelo elástico e dos efeitos dinâmicos implementados, tais como o fator de atrito variável e a cavitação, por meio do equacionamento utilizado na elaboração do algoritmo de modelagem.

O Capítulo 4 foca na descrição da base teórica e elaboração do simulador hidráulico de transitórios em sistema de bombeamento de esgotos, no que se refere às condições de contorno impostas. São apresentadas as condições de contorno utilizadas neste trabalho, como reservatório de nível fixo à montante, descarga livre para a atmosfera, bomba (rotação variável e curta linha de sucção), ventosa tríplice função, válvula à jusante com descarga livre e válvula de retenção.

O Capítulo 5 apresenta os testes envolvidos na validação do simulador hidráulico desenvolvido. De maneira geral, essa etapa da pesquisa é dividida em quatro estágios. Os dois primeiros, que consistem na validação da metodologia empregada na modelagem do sistema de bombeamento e ventosa tríplice função, são realizados com auxílio do *software* ALLIEVI (ITA, 2018), a partir de um sistema hipotético. As duas últimas fases, que têm por objetivo validar os efeitos dinâmicos (fator de atrito variável e cavitação gasosa), cumpriram-se fundamentadas em dados experimentais obtidos no Instituto Superior Técnico (Lisboa, Portugal).

No Capítulo 6, são apresentadas a descrição, características e dados de campo obtidos do sistema real de bombeamento de esgotos (Estação Elevatória e Linha de Recalque de Saldanha) que foi utilizado como estudo de caso para a avaliação do modelo hidráulico desenvolvido. A análise se deu, sobretudo, nos termos da influência dos efeitos dinâmicos nas respostas obtidas numericamente para sistema elevatório de águas residuais com gases dissolvidos. Por fim, o capítulo se concentra na exposição e análise dos resultados dos transitórios hidráulicos do modelo hidráulico desenvolvido, fazendo o comparativo com os dados obtidos em campo. As simulações são feitas na perspectiva de auxiliar a avaliação dos efeitos dinâmicos implementados no modelo numérico.

No Capítulo 7, são apresentadas as principais conclusões da pesquisa realizada e recomendações para futuros trabalhos. Primeiramente, é apresentado um resumo do trabalho desenvolvido. Posteriormente, são apresentadas as principais realizações e conclusões da presente pesquisa. Finalmente, são apresentadas perspectivas e recomendações para trabalhos futuros.

2. OBJETIVOS

2.1. OBJETIVO GERAL

O objetivo deste trabalho consiste no desenvolvimento e calibração de um modelo para análise do comportamento hidráulico durante o regime transitório de linhas de recalque, a partir de um sistema real de bombeamento de esgotos localizado em Lisboa, Portugal, considerando o fator de atrito variável e a incorporação do efeito da cavitação gasosa.

2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Os objetivos específicos do trabalho são:

- Desenvolver um simulador para análise hidráulica em escoamento transitório com rotinas que permitem a verificação numérica de diversas condições de contorno e com a alternativa de avaliação hidráulica considerando fator de atrito variável e cavitação gasosa;
- Validar as rotinas e resultados do modelo hidráulico por etapas seguindo a ordem de implementação das condições de contorno e efeitos dinâmicos através de *software* de simulação e análise de transitórios e de dados obtidos de instalação experimental;
- Aplicar o modelo desenvolvido ao estudo de caso proposto - Linha de Recalque do Saldanha – simular e obter os resultados necessários às análises propostas;
- Analisar os efeitos dinâmicos resultantes e a relevância da consideração de fator de atrito variável e cavitação gasosa durante transitórios hidráulicos em sistemas de bombeamento de esgotos;
- Analisar as condições de contorno após a parada brusca das bombas, tais como quantidade de ar admitido e expulso por ventosas tríplice função, fechamento de válvulas de retenção e comportamento da descarga para a atmosfera no extremo de jusante da linha de recalque;
- Analisar a influência da presença de gás livre no escoamento transitório no sistema de bombeamento de esgotos.

3. ESCOAMENTO TRANSITÓRIO EM CONDUTOS FORÇADOS

O presente trabalho se concentra no desenvolvimento de modelos hidráulicos de linhas de recalque, sendo uma de esgotos, para simulação do escoamento transitório considerando cavitação gasosa e fator de atrito variável. Nesse contexto, a literatura foi revisada com ênfase na análise hidráulica durante o escoamento transitório, modelos de simulação hidráulica que consideram a cavitação e separação da coluna líquida durante transitórios hidráulicos, bem como modelos que admitem a utilização do fator de atrito variável. Por último, é feita uma síntese com os últimos trabalhos publicados envolvendo a análise de transitórios hidráulicos em sistemas reais.

3.1. ANÁLISE HIDRÁULICA NO ESCOAMENTO TRANSITÓRIO

Transiente ou transitório hidráulico é o nome dado ao fenômeno referente a flutuações de pressão verificadas em um conduto na ocorrência da alteração da velocidade do fluxo devido à ação, ou alteração funcional, de algum equipamento, como por exemplo, válvulas, turbinas e bombas. Essas alterações de pressão variam com o tempo e se propagam em forma de ondas ao longo da tubulação.

Tsutiya (2006) destaca que esse fenômeno pode ocasionar desde simples perturbações no funcionamento do sistema por um período não muito longo de tempo, até rompimento de tubos e acessórios, a exemplo do que ocorreu na Central Elétrica de Oigawa, no Japão, em 1950. Nessa ocasião, um segmento da tubulação rompeu devido à sobrepressão, ao passo que a pressão negativa fez com que outro segmento colapsasse (Figura 3.1).



Figura 3.1 – Ruptura e colapso do sistema de tubulações da Central Elétrica de Oigawa, Japão (1950) (Bonin, 1960)

Tal ocorrência é uma importante constatação de que o transiente hidráulico não é apenas um conceito teórico, mas um problema real a ser considerado no projeto, dimensionamento e operação de instalações de controle de água (Bonin, 1960).

A literatura (Almeida e Koelle, 1992; Wylie e Streeter, 1993; Chaudhry, 2014) aponta a adoção de algumas técnicas para a atenuação dos transitórios hidráulicos, entre elas:

- Fechamento progressivo de válvulas, derivações, etc.;
- Tanques hidropneumáticos;
- Volantes de inércia;
- Válvulas de retenção na linha (subdividir em golpes menores);
- Válvulas ventosas;
- Tanque de amortecimento unidirecional;
- Chaminé de equilíbrio;
- Válvulas de alívio.

Ramos *et al.* (2008) comentam sobre a perda de desempenho de um sistema, que pode ser severamente afetado a depender da frequência e amplitude em que ele é submetido aos efeitos transitórios. Além de danos estruturais e ocorrências de vazamentos, destaca-se a instabilidade do sistema com possível ocorrência de danos ambientais e sociais. Soares *et al.* (2013b) afirmam que o estudo e a análise de transientes hidráulicos têm grande relevância para o dimensionamento e a operação dos sistemas hidráulicos. A aplicação de modelos com precisão satisfatória tem fundamental importância na previsão da periodicidade e dimensão de fenômenos transitórios.

Nesse contexto, os modelos computacionais de simulação hidráulica são ferramentas que tem por finalidade reproduzir por meio de um equacionamento matemático o comportamento real do sistema físico que representa. Lançando mão de algumas suposições simplificadoras, um método numérico de solução é associado ao equacionamento matemático e, então, transformado em uma sequência ordenada de operações aritméticas (Almeida e Koelle, 1992; Wylie e Streeter, 1993; Chaudhry, 2014).

Modelos de simulação capazes de prever o fluxo e variações de pressão são cada vez mais importantes para identificar riscos, formular e avaliar medidas de proteção, bem como implementar planos operacionais aprimorados e atualizações de segurança. Essas medidas

elevam o poder de atuação das empresas de abastecimento de água na proteção contra modificações bruscas, com conseqüente fortalecimento da integridade do sistema, respeito as questões ambientais e fornecimento confiável de água para a sociedade (Moreschi, 2018). Os engenheiros responsáveis pela operação de sistemas de abastecimento de água e esgoto podem lançar mão efetivamente dos modelos hidráulicos buscando a previsão de condições operacionais inaceitáveis que se desenvolvem em seus sistemas de distribuição, sobretudo durante escoamentos transitórios (Wood *et al.*, 2005).

Na análise de transientes hidráulicos em condutos pressurizados, dois modelos são considerados: o modelo da coluna rígida, quando são admitidos o líquido incompressível e o conduto rígido, empregado para analisar os fenômenos de oscilação de massa (transitórios lentos com baixas frequências), e o modelo da coluna elástica, que leva em conta a compressibilidade do fluido e as características mecânicas das paredes do conduto, utilizado para a análise do golpe de aríete (transitórios rápidos com altas frequências) (Soares, 2007).

A modelagem dos escoamentos utilizando o modelo elástico é feita mediante um par de equações diferenciais, obtidas a partir da aplicação da Equação da Quantidade de Movimento (3.1) e da Equação da Continuidade (3.2). Esse equacionamento é geral e contempla todas as características físicas do fenômeno de propagação de perturbação da pressão originadas por manobras nos elementos da instalação. A solução das equações é obtida usualmente por meio do Método das Características (MOC), que transforma o par original de equações hiperbólicas em dois pares de equações diferenciais ordinárias de simples integração (Wylie e Streeter, 1993; Chaudhry, 2014).

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0 \quad (3.1)$$

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

sendo x a distância, t o tempo, $H=H(x,t)$ a carga piezométrica, variável ao longo do comprimento da tubulação e do tempo, $Q=Q(x,t)$ a vazão do fluido, também variável ao longo do comprimento da tubulação e do tempo, D o diâmetro interno da tubulação, a a velocidade de propagação da onda de pressão (celeridade), g a aceleração da gravidade e f o fator de atrito de Darcy-Weisbach.

Covas (2003) realça as hipóteses admitidas nas equações: (I) o escoamento é monofásico, homogêneo e compressível; (II) variações na temperatura durante o escoamento transitório são desprezíveis comparadas às variações de pressão e vazão; (III) o escoamento é unidimensional com um perfil pseudouniforme de velocidades em cada seção transversal do tubo; (IV) o material do tubo possui comportamento reológico elástico linear; (V) não há movimento axial ou radial macroscópico, ou seja, a interação fluido-estrutura é negligenciada; e (VI) o tubo é retilíneo e horizontal, com uma área da seção transversal constante e sem escoamento lateral (embora variações na área da seção transversal e escoamento lateral possam ser incluídos como condições de contorno).

Para resolver o sistema de equações diferenciais torna-se necessário um método numérico e as condições de contorno do sistema necessitam ser especificadas. Na literatura há vários métodos numéricos, tais como: método das características, método das diferenças finitas, método dos elementos finitos, método espectral, método de contorno integral, método dos volumes finitos, método das ondas características. Sabe-se que esses métodos são aproximados, mas com uma boa escolha dos intervalos de discretização e uma definição explícita e coerente das condições de contorno do problema, as soluções são bastante razoáveis (Araújo, 2003; Ghidaoui *et al.*, 2005).

No conjunto dos numerosos métodos existentes, o Método das Características (MOC) se popularizou e se tornou extensivamente usado. Para a solução de problemas transientes unidimensionais, o método vem mostrando ser superior aos outros métodos em muitos aspectos: possibilidade de obter equações explícitas para a determinação das cargas e vazões, critérios de estabilidade bem definidos, conceituação e fundamentação representam bem a natureza real do escoamento transitório sob pressão, condições de contorno podem ser programadas sem dificuldades, sistemas com elevada complexidade podem ser modelados com facilidade (Almeida e Koelle, 1992; Wylie e Streeter, 1993; Ghidaoui *et al.*, 2005).

3.2. MODELO ELÁSTICO - MOC

As Equações da Quantidade de Movimento (3.1) e da Continuidade (3.2) formam um par de equações diferenciais parciais não-lineares hiperbólicas em termos de duas variáveis dependentes, velocidade e carga piezométrica, e duas variáveis independentes, distância ao longo da tubulação e tempo. Em geral, não há uma solução analítica simples para esse

conjunto de equações, e a única forma de solução é mediante a aplicação de métodos numéricos.

Dentre os métodos numéricos, o mais utilizado é o Método das Características. De acordo com esse método, o fenômeno transitório segue uma lei de propagação de ondas, dada pela celeridade, associada ao tempo e espaço ao longo da tubulação. Assim, as Equações (3.1) e (3.2) podem ser reescritas na forma:

$$L_1 = \frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + RQ|Q| = 0 \quad (3.3)$$

$$L_2 = a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} + gA \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \quad (3.4)$$

sendo R o coeficiente de resistência dado por:

$$R = \frac{f}{2DA} \quad (3.5)$$

Considerando a combinação linear das Equações (3.3) e (3.4) utilizando um multiplicador λ :

$$L = L_1 + \lambda L_2 = 0 \quad (3.6)$$

ou

$$L = \left(\frac{\partial Q}{\partial t} + \lambda a^2 \frac{\partial Q}{\partial x} \right) + \lambda gA \left(\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{1}{\lambda} \frac{\partial H}{\partial x} \right) + RQ|Q| = 0 \quad (3.7)$$

Sendo x a coordenada ao longo do eixo do tubo e t o tempo, as duas variáveis Q e H são funções de x e t , e, se a variável independente x é função de t , então as derivadas totais podem ser escritas da seguinte maneira:

$$\frac{dH}{dt} = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial H}{\partial x} \frac{dx}{dt} \quad (3.8)$$

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial Q}{\partial x} \frac{dx}{dt} \quad (3.9)$$

Assim, de acordo com as Equações (3.7), (3.8) e (3.9), nota-se que:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{1}{\lambda} = \lambda a^2 \quad (3.10)$$

Cuja solução é:

$$\lambda = \pm \frac{1}{a} \quad (3.11)$$

Substituindo a Equação (3.11) em (3.10), obtém-se uma relação entre x e t :

$$\frac{dx}{dt} = \pm a \quad (3.12)$$

Utilizando as Equações (3.8) e (3.9), a Equação (3.7) pode ser escrita como:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + RQ|Q| = 0 \quad (3.13)$$

Considerando que a variável independente x seja função do tempo e rearranjando as Equações (3.8), (3.9) e (3.10), chegamos a um par de equações descritas como característica positiva C^+ e característica negativa C^- , dadas por:

$$C^+ : \frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + RQ|Q| = 0 \quad (3.14)$$

$$\frac{dx}{dt} = +a \quad (3.15)$$

$$C^- : \frac{dQ}{dt} - \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + RQ|Q| = 0 \quad (3.16)$$

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (3.17)$$

As Equações (3.14) e (3.16) também são chamadas equações de compatibilidade. É importante notar que a Equação (3.14) só é válida se a Equação (3.15) for satisfeita e a Equação (3.16) só é válida se a Equação (3.17) for satisfeita. Em outras palavras, mediante a imposição das relações dadas pelas Equações (3.15) e (3.17), a variável independente x foi eliminada, e as Equações diferenciais parciais (3.1) e (3.2) convertidas em equações diferenciais ordinárias na variável independente t . Entretanto, essa simplificação provoca consequências. As Equações (3.1) e (3.2) são válidas em todo plano $x-t$. Por outro lado, a Equação (3.14) é válida apenas ao longo da reta (considerando a constante) dada pela Equação (3.15), e a Equação (3.16) é válida apenas ao longo da reta descrita pela Equação (3.17). Matematicamente, essas retas dividem o plano $x-t$ em duas regiões. Por exemplo, um distúrbio no ponto A em t_0 alcançaria o ponto P depois de um intervalo de tempo Δt (Figura 3.2).

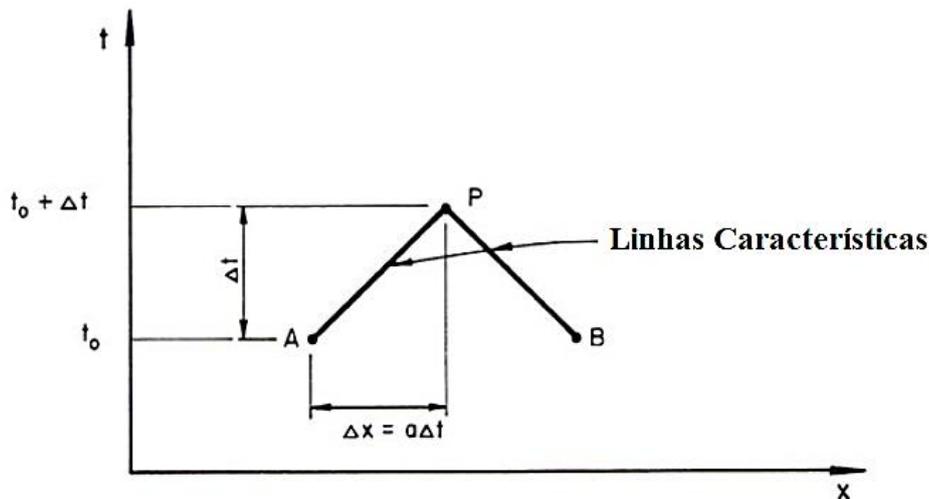


Figura 3.2 – Linhas Características no plano $x-t$ (Chaudhry 2014, adaptado)

Para calcular as pressões e vazões transitórias, supomos que a carga piezométrica H e a vazão Q no tempo $t = t_0$ sejam conhecidas. Esses podem ser inicialmente conhecidos (isto é, em $t = 0$, estas são condições iniciais), ou calculados durante o passo de tempo anterior. Queremos calcular os valores desconhecidos de H e Q no tempo $t = t_0 + \Delta t$. Referindo-se à Figura 3.2, digamos que conhecemos os valores de Q e H nos pontos A e B e queremos determinar seus valores no ponto P. Isso pode ser feito resolvendo-se as Equações (3.14) e (3.16) da seguinte forma: Multiplicando o lado esquerdo da Equação (3.14) por dt e integrando, obtemos:

$$\int_{Q_A}^{Q_P} dQ + \frac{gA}{a} \int_{H_A}^{H_P} dH + R \int_{t_A}^{t_P} Q|Q|dt = 0 \quad (3.18)$$

O desenvolvimento da integral (3.18) resulta na seguinte equação:

$$Q_P - Q_A + \frac{gA}{a} (H_P - H_A) + R\Delta t Q_A |Q_A| = 0 \quad (3.19)$$

Similarmente, é possível escrever a Equação (3.16) com:

$$Q_P - Q_B - \frac{gA}{a} (H_P - H_B) + R\Delta t Q_B |Q_B| = 0 \quad (3.20)$$

Fazendo a combinação das variáveis conhecidas, a Equação (3.19) pode ser escrita como:

$$Q_P = C_p - C_a^+ H_P \quad (3.21)$$

e a Equação (3.20) como:

$$Q_P = C_n + C_a^- H_P \quad (3.22)$$

sendo:

$$C_p = Q_A + \frac{gA}{a} H_A - R\Delta t Q_A |Q_A| \quad (3.23)$$

$$C_n = Q_B - \frac{gA}{a} H_B - R\Delta t Q_B |Q_B| \quad (3.24)$$

C_a^+ e C_a^- representam o mesmo valor que é função das propriedades físicas do fluido e da tubulação, frequentemente chamados de impedância característica, são dados por:

$$C_a^+ = \frac{gA}{a} \quad (3.25)$$

$$C_a^- = \frac{gA}{a} \quad (3.26)$$

Denominando o termo $-R\Delta t Q_A |Q_A|$ como CP_1' e o termo $-R\Delta t Q_B |Q_B|$ como CN_1' , ambos referentes ao modelo de atrito para o regime permanente, as equações resultantes são:

$$C_p = Q_A + C_a^+ H_A + CP_1' \quad (3.27)$$

$$C_n = Q_B - C_a^- H_B + CN_1' \quad (3.28)$$

Os valores de C_p e C_n são conhecidos e são constantes para cada intervalo de tempo, embora possam variar de um intervalo de tempo para outro. Nas Equações (3.21) e (3.22), temos duas incógnitas, H_P e Q_P . Seus valores são desconhecidos em $t \neq t_0$ e podem ser determinados pela resolução simultânea dessas duas equações, isto é:

$$Q_P = \frac{(C_p + C_n)}{2} \quad (3.29)$$

Dessa forma, o valor de H_P pode ser determinado pela Equação (3.21) ou (3.22). Assim, usando as Equações (3.21) e (3.29), Q_P e H_P podem ser determinados em todos os pontos internos no tempo até $t_0 + \Delta t$ (Figura 3.3). No entanto, nos limites, apenas uma das Equações (3.21) e (3.22) está disponível. Portanto, faz-se necessário incorporar condições de contorno para determinar Q_P e H_P nos limites em $t_0 + \Delta t$.

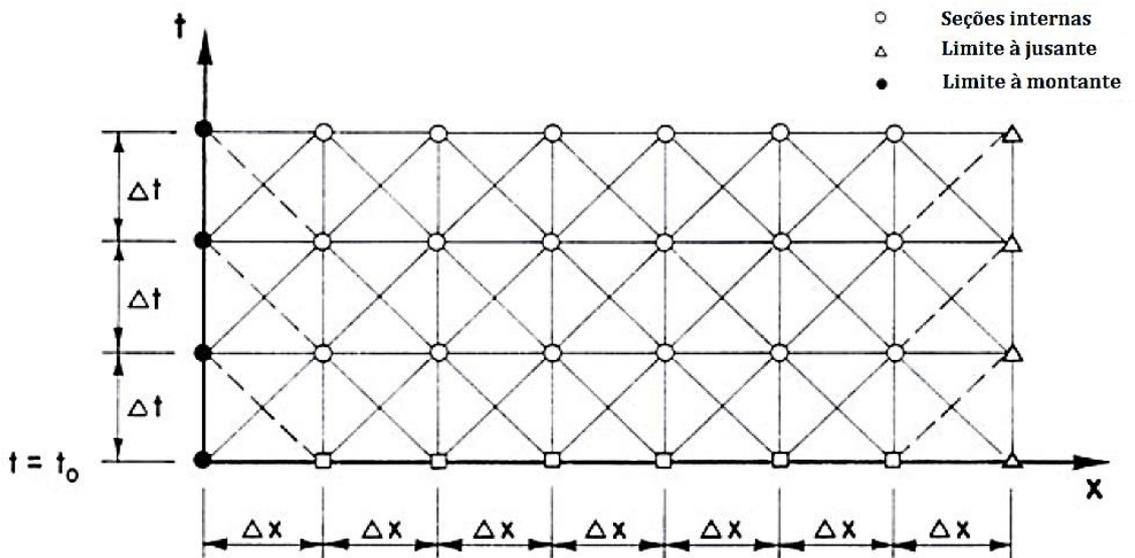


Figura 3.3 – Malha de cálculo do método das características (Chaudhry 2014, modificado)

A estabilidade de um método numérico para a resolução numérica de certas equações diferenciais parciais hiperbólicas requer a observação da condição de Courant. O número de Courant (C_N) é definido como a razão entre a celeridade real, a , e a celeridade numérica, $\Delta x/\Delta t$:

$$C_N = \frac{a}{\Delta x/\Delta t} = \frac{a\Delta t}{\Delta x} \quad (3.30)$$

Assim, para que o método numérico seja estável, o passo do tempo computacional, Δt , e a discretização do espaço, Δx , devem ser selecionados de modo que $C_N \leq 1,0$. A literatura (Almeida e Koelle, 1992; Wylie e Streeter, 1993; Covas, 2003; Chaudhry, 2014) aponta que, quando a celeridade não depende da pressão e a tubulação não é muito curta, soluções mais precisas são obtidas quando $C_N = 1,0$.

3.3. ESCOAMENTO BIFÁSICO E CAVITAÇÃO

Para a determinação numérica das envoltórias de sobrepressões e subpressões, a clássica teoria do golpe de aríete (modelo elástico), utilizada em diversos *softwares* comerciais, é usualmente empregada, uma vez que ela apresenta boa representação das pressões extremas. Entretanto, a validade do modelo clássico nem sempre é garantida para as análises de fenômenos que rapidamente atenuam ou acentuam as pressões em escoamento transitório, tais como atrito para transitórios rápidos, comportamento mecânico de tubos plásticos, ar dissolvido ou aprisionado, interação fluido-estrutura e cavitação (Soares *et al.*, 2016).

A cavitação é um fenômeno que geralmente ocorre como resultado de baixas pressões durante um evento transitório. Como consequência, altera significativamente a forma de propagação da onda gerada pelo golpe de aríete. Dessa forma, as equações utilizadas para modelagem do escoamento transitório de um líquido monofásico não são válidas para o fluxo de fluido bifásico (Bergant *et al.*, 2005).

Covas (2003) menciona a existência de dois problemas principais associados à cavitação em condutos forçados. O primeiro é o colapso das cavidades quando atingem uma determinada dimensão. A segunda é que, no caso da separação de colunas, ocorre a posterior rejunção

abrupta. Em ambos os casos, pressões extremamente altas são geradas, o que pode levar ao rompimento da tubulação.

A literatura descreve dois tipos principais de ocorrência de cavitação transitória em sistemas de fluidos: cavitação gasosa (escoamento bifásico de dois componentes) e cavitação vaporosa (escoamento bifásico monocomponente). No primeiro tipo, a pressão cai abaixo da pressão de saturação, mas mantém-se acima da pressão de vapor do líquido. O escoamento é caracterizado pela presença de microbolhas de gás livre distribuídas ao longo da tubulação e, assim, a velocidade da onda é dependente da pressão. As cavidades de gás aumentam seu volume devido à queda de pressão e o gás dissolvido é liberado. A compressibilidade adicionada do gás reduz a celeridade da mistura e origina uma dispersão significativa da onda de pressão (Bergant *et al.*, 2010; Soares *et al.*, 2015).

O segundo tipo é caracterizado pela presença de uma cavidade de vapor localizada com uma larga fração de vazios. Uma cavidade de vapor localizada pode-se formar em um contorno (por exemplo, válvula fechada ou extremidade sem saída) ou um ponto alto ao longo da tubulação. Além disso, uma cavidade intermediária pode-se formar como resultado da interação de duas ondas de baixa pressão ao longo do tubo (Wylie e Streeter, 1993).

A localização e intensidade da separação da coluna é influenciada por vários parâmetros do sistema, incluindo o agente causador do regime transitório (fechamento rápido da válvula, falha da bomba), características físicas do sistema de tubulação (dimensões da tubulação, perfil e posição das válvulas) e características hidráulicas (velocidade do fluxo, pressão, atrito na parede do tubo, propriedades cavitacionais do líquido e paredes do tubo). A combinação de vários parâmetros influentes cria dificuldades na modelagem e aplicações práticas (Bergant e Simpson, 1999).

Soares *et al.* (2015) utilizaram os modelos DVCM (*Discrete Vapor Cavity Model*) e DGCM (*Discrete Gas Cavity Model*) para descrever o fluxo de cavitação transitória em tubo de cobre pressurizado. Esses modelos se baseiam na hipótese de que as cavidades de ar são formadas em segmentos fixos do tubo e supõem uma velocidade de onda constante nas tubulações entre essas cavidades. Foram coletados dados de pressão em condições turbulentas durante transiente hidráulico decorrente do fechamento de válvula para calibrar e analisar a eficiência dos modelos. A análise dos resultados observados mostraram que: o modelo

DGCM é mais eficaz que o modelo DVCM (pode descrever melhor o comportamento do sistema em termos de atenuação de pressão e mudança de fase); a consideração da variação do atrito foi essencial na descrição das pressões transitórias verificadas; e a necessidade de mais trabalhos referente a análise da cavitação em sistemas pressurizados para efetivo funcionamento e segurança do sistema.

3.3.1. Cavitação Vaporosa

Existe dois tipos de cavitação vaporosa em tubulações, os quais são distinguidos por meio da fração de vazios do vapor no líquido, que é calculada por meio da relação entre o volume de vapor, \forall_v , e o volume total da mistura líquido-vapor, \forall_m (Equação (3.31)).

$$\alpha_v = \frac{\forall_v}{\forall_m} \quad (3.31)$$

Se α_v for elevado ($\alpha_v \approx 1$), há separação local da coluna. Por outro lado, se α_v for baixo ($\alpha_v \approx 0$), há cavitação vaporosa distribuída. Em contraste com a separação da coluna líquida, a cavitação vaporosa distribuída ocorre em um comprimento longo da tubulação. Todas as cavidades mantêm a pressão de vapor do líquido (Bergant *et al.*, 2006a):

$$p^* = p_v^* \quad (3.32)$$

Vários modelos de cavitação vaporosa já foram desenvolvidos (Wylie e Streeter, 1993; Simpson e Bergant, 1994; Bergant e Simpson, 1999). O *Discrete Vapour Cavity Model* é um modelo usado para simular a separação de coluna em tubulações na maioria dos pacotes de *software* de simulação de transientes hidráulicos (Bergant *et al.*, 2010). O modelo permite que as cavidades de vapor se formem em qualquer seção computacional no método das características quando a pressão na seção é calculada abaixo da pressão de vapor do líquido (Streeter, 1969; Wylie e Streeter, 1993). Uma fase líquida com uma velocidade de onda constante entre as seções computacionais é assumida. Recomenda-se que a malha alternada seja usada em detrimento da malha retangular normal (Simpson e Bergant, 1994).

De acordo com Soares *et al.* (2015), esse modelo é particularmente adequado se o perfil da tubulação apresentar seções com elevações acentuadas, onde o ar tende a ser aprisionado formando bolsas de ar, ou se apenas uma parte do sistema estiver sujeita à pressão de vapor.

O MOC é usado para resolver as equações básicas com uma malha de cálculo fixa. No DVCM, as cavidades se formam em qualquer uma das seções computacionais (pontos na malha de cálculo) no caso em que a pressão se encontrar abaixo da pressão de vapor (Figura 3.4). As cavidades de vapor são, portanto, tratadas como condições de contorno internas com a pressão absoluta igual à pressão de vapor. Entre essas seções, considera-se apenas líquido com velocidade da onda de pressão constante.

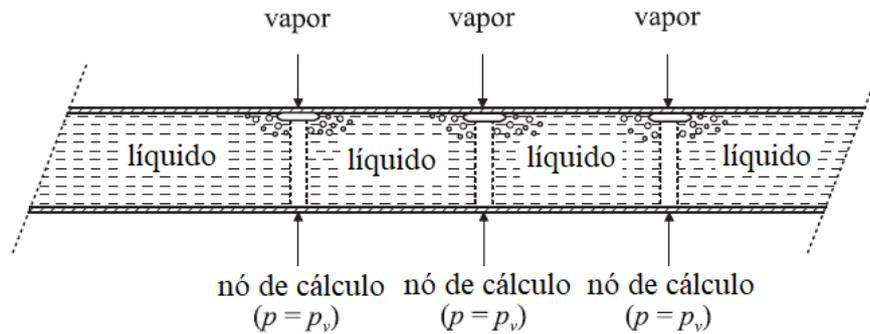


Figura 3.4 – Esquema do modelo DVCM (Adaptado de Bergant *et al.*, 2006a)

Bergant *et al.* (2006b) compararam alguns DVCM, considerando o fator de atrito variável com base em convolução com as funções de ponderação de Vardy-Brown desenvolvidas para escoamento turbulento transitório em tubulações com paredes lisas e rugosas. Os resultados mostraram que a seleção inadequada da função de ponderação pode atenuar significativamente os picos de pressão ocasionados pela ocorrência de uma cavitação severa.

Adamkowski e Lewandowski (2009, 2012) propuseram um DVCM assumindo que os volumes das cavidades calculados em várias seções (nós) computacionais são deslocados para uma única seção transversal que satisfaça as leis de conservação de massa e energia.

Norooz e Shamloo (2016) apresentaram um estudo numérico da ocorrência da separação da coluna líquida durante transitórios hidráulicos em um sistema reservatório-tubo-válvula. Modelagens numéricas foram feitas utilizando um DVCM unidimensional com fator de atrito variável e um DVCM *quasi*-bidimensional. Verificou-se que o DVCM *quasi*-bidimensional se correlaciona melhor com os dados experimentais do que o DVCM unidimensional em termos de magnitude da pressão.

O DVCM pode gerar picos de pressão não realistas associados ao colapso entre várias cavidades de vapor. O modelo tem representação razoável da situação física real quando uma zona de cavitação vaporosa distribuída é estabelecida e depois condensada de volta à

fase líquida (geralmente com uma velocidade de onda de choque altamente variável). O DVCM fornece resultados com precisão aceitável quando o alcance é restrito (a relação entre o tamanho máximo da cavidade e o volume deve ser inferior a 10%) e a análise de sensibilidade aos parâmetros de entrada é realizada (Simpson e Bergant, 1994).

Santoro *et al.* (2018) afirmam que modelos DVCM, por um lado, possuem notório valor histórico e prático, uma vez que ainda são utilizados para fins de pesquisa, bem como implementados em códigos comerciais para uso profissional. Por outro lado, seus limites, tanto na interpretação do fenômeno físico quanto nos resultados numéricos, ainda levantam alguns questionamentos.

O GIVCM é um modelo de cavitação vaporosa que acopla o conjunto completo de métodos analíticos e numéricos para resolver equações de separação de colunas de tubulações em um único algoritmo (Streeter, 1983; Bergant, 1992; Bergant e Simpson, 1992). O GIVCM foi desenvolvido para diferentes configurações de tubulação (tubulação inclinada e horizontal) e para várias interações entre regiões de golpe de aríete, zonas de cavitação vaporosas distribuídas, cavidades intermediárias (ao longo da tubulação) e cavidades nos contornos (válvula, ponto alto) (Bergant 1992; Bergant e Simpson 1992).

O algoritmo do DVCM padrão permite a formação de cavidades em seções computacionais na malha deslocada no método de características (Wylie e Streeter, 1993; Simpson e Bergant, 1994) e é utilizado como base para o desenvolvimento do GIVCM. A incorporação de zonas de cavitação vaporosas distribuídas, ondas de choque e vários tipos de cavidades discretas são características importantes na modificação do DVCM padrão.

O algoritmo GIVCM mantém a mesma estrutura básica do DVCM. A análise do transiente hidráulico é realizada primeiramente no interior da seção estudada e depois nas seções computacionais de contorno. O algoritmo utiliza sinalizadores para controlar o correto comportamento físico das várias interações de fases bem como para identificar possíveis novas interações. Cada condição física do fluxo em uma seção computacional (líquido, cavidade de vapor, mistura vaporosa ou onda de choque) é comparada com as condições do fluxo nas condições de contorno de montante e jusante (Bergant e Simpson, 1999).

O GIVCM apresenta desempenho consistente para ampla gama de parâmetros. A análise mais precisa de zonas de cavitação vaporosa distribuídas, ondas de choque e vários tipos de cavidades discretas contribuem para melhorar o desempenho do modelo de separação de coluna. Sua desvantagem em comparação com o modelo DVCM é a estrutura complexa do algoritmo e o maior tempo computacional necessário (Bergant, 1992).

3.3.2. Cavitação Gasosa

Uma das características dos líquidos é sua capacidade de absorver e desprender certa quantidade de gás livre quando a superfície líquida entra em contato com a atmosfera. Sendo assim, o escoamento em dutos sob pressão pode apresentar certa quantidade de gases livre, dissolvido e desprendido no meio líquido, tendo como efeito impactante durante transitórios hidráulicos o fenômeno chamado de cavitação gasosa.

O escoamento transitório de uma mistura líquido-gás homogênea pode ser descrito pelo clássico modelo do Golpe de Aríete, no qual a celeridade a_0 (válida somente para o meio líquido) é substituída pela celeridade da mistura, a_m (Wylie e Streeter, 1993):

$$a_m = a_0 / \sqrt{1 + \frac{\alpha_g \rho a_0^2}{p^*}} \quad (3.33)$$

sendo α_g a fração de gás livre no volume da mistura líquido-gás, ρ a massa específica do líquido, e p^* a pressão absoluta.

Uma alternativa à modelagem de gás livre distribuído ao longo do meio líquido numa mistura homogênea é concentrar a massa de gás livre em cada seção de cálculo (seção computacional), o que leva ao modelo DGCM (*Discrete Gas Cavity Model*). Tal modelo é similar ao modelo DVCM, mas com uma quantidade de gás livre concentrada em cada seção computacional. Ao contrário da simples adoção da pressão absoluta igual à pressão de vapor do modelo DVCM, no modelo DGCM, cada pequeno volume de gás isolado expande e contrai isotermicamente assim que a pressão varia, em concordância com a lei dos gases ideais (Wylie e Streeter, 1993):

$$(p^* - p_v^*) \forall = (p_0^* - p_v^*) \forall_0 = \text{cte} \quad (3.34)$$

em que é suposto o comportamento isotérmico do gás livre, o que é válido para pequenas bolhas. Bolhas grandes e separações de colunas tendem a ter comportamento adiabático (Bergant *et al.*, 2006a).

O *Discrete Gas Cavity Model* é uma modificação do modelo de solução clássica do MOC apresentado por Wylie e Streeter (1993). É uma maneira de introduzir nos modelos baseados no MOC para escoamentos pressurizados a capacidade de simular escoamentos subatmosféricos. Assim sendo, o modelo DGCM considera que os bolsões de gás são acumulados nos pontos computacionais e faz com que o aumento ou redução do volume desses bolsões de ar dependa da variação das pressões nesse local. Esse modelo admite que, entre as células computacionais, não haja presença de gás livre (Figura 3.5). Entretanto, assume que, nos nós de cálculo, existe uma certa quantidade de gás, de forma que a velocidade da onda acústica desse modelo se aproxime dos valores obtidos com uma mistura homogênea de ar e água (Marwell, 2009).

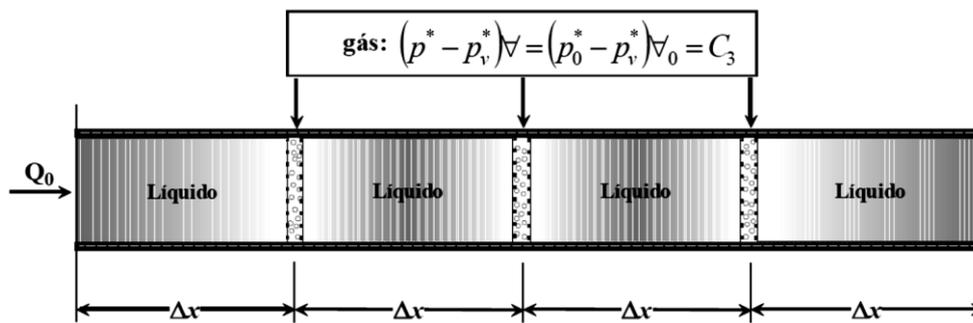


Figura 3.5 – Esquema do modelo DGCM. (Soares *et al.*, 2016)

Cada pequeno volume de gás expande e contrai isotermicamente quando há variação da pressão e de acordo com a lei dos gases ideais:

$$(p - p_v)\nabla = (p_0 - p_v)\nabla_0 = C_3 \quad (3.35)$$

Assim, uma relação isotérmica volume *versus* carga piezométrica é válida em cada cavidade de gás:

$$\nabla_P^t = \frac{C_3}{H_P^t - z - H_v} \quad (3.36)$$

Na qual a constante C_3 é calculada pela seguinte expressão:

$$C_3 = \frac{p_0 \alpha_0 \Delta x A}{\rho g} \quad (3.37)$$

sendo p_0 a pressão absoluta de referência, α_0 a fração de gás livre no volume da mistura líquido-gás para p_0 , z a cota topográfica da seção de cálculo, e H_v a carga de pressão de vapor do líquido.

Quando a condição verificada na Equação (3.32) é substituída pela Equação (3.34), o DVCM passa a ser DGCM. A única diferença para o DVCM se encontra na curva $\forall - p^*$, mostrado na Figura 3.6. A curva representativa do DVCM é indicada pela linha mais grossa em forma de “L” ($\forall_0 = 0 \text{ mm}^3$) e as curvas do DGCM pelas linhas mais finas ($\forall_0 = 0,01 \text{ mm}^3$, $\forall_0 = 0,1 \text{ mm}^3$, $\forall_0 = 1 \text{ mm}^3$, $\forall_0 = 5 \text{ mm}^3$, $\forall_0 = 10 \text{ mm}^3$) com $p_0^* = 100 \text{ kPa}$ e $p_v^* = 20 \text{ kPa}$. O valor de p_v^* (água a 60°C) foi escolhido de forma a mostrar com maior clareza as curvas. Verifica-se que o DVCM é um caso “limite” (ou particular) do DGCM.

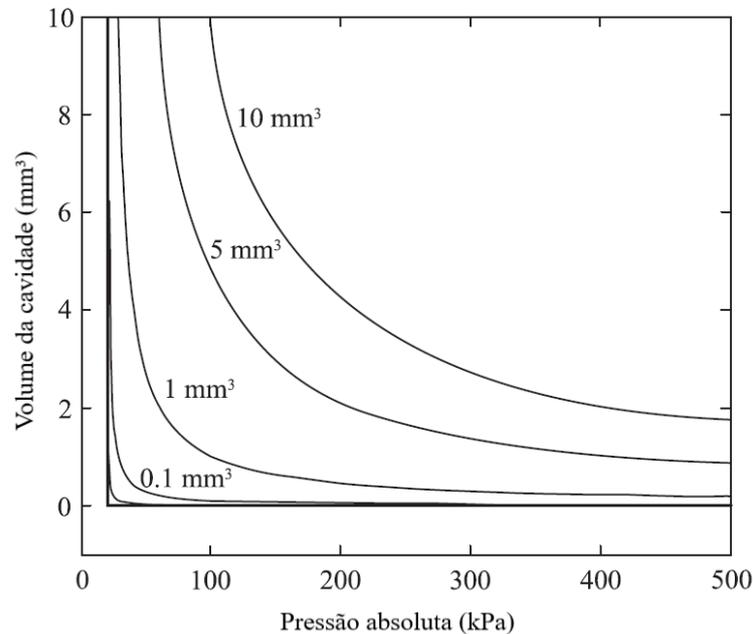


Figura 3.6 – Curvas $p^* - \forall$ do DVCM e DGCM (Adaptado de Bergant *et al.*, 2006a)

Soares *et al.* (2015) apresentaram testes experimentais e análises numéricas de transitórios com cavitação em um tubo de cobre pressurizado. Os dados de pressão em condições turbulentas foram coletados durante eventos transitórios causados pelo fechamento de uma válvula a jusante. Um modelo hidráulico que leva em consideração o fator de atrito variável foi desenvolvido. Os dados medidos foram utilizados para calibrar e verificar dois modelos

matemáticos desenvolvidos para a descrição do fluxo do tubo de cavitação: modelo de cavidade de vapor discreto (DVCM) e modelo de cavidade de gás discreto (DGCM). Os resultados numéricos obtidos mostraram que a suposição da lei dos gases ideais (DGCM) é mais apropriada do que a simples adoção da pressão de vapor atingida (DVCM) e induz maior atenuação e dispersão de pressões transitórias.

Jensen *et al.* (2018) apresentaram um modelo hidráulico de uma dimensão (1D) para simulação de transitórios em condutos forçados. Foram implementados vários métodos que incorporam o fator de atrito variável, bem como modelos que consideram a cavitação nos cálculos hidráulicos (DVCM e DGCM). O código elaborado foi comparado com resultados de experimentos procedentes da literatura. Para os três diferentes testes que consideraram a cavitação, o DGCM forneceu os melhores resultados em geral, embora o DVCM forneceu um ajuste da onda de pressão um pouco melhor para um único experimento.

Malekpour e Karney (2014) estudaram o fenômeno da separação da coluna líquida com posterior rejunção durante o enchimento rápido da tubulação. Dessa forma, buscaram apresentar uma interpretação física dos resultados numéricos para fornecer uma visão operacional e de projeto. Para alcançar esses objetivos, utilizaram um modelo 1D que emprega o método das características para resolução das equações que governam o escoamento transitório. Nesse modelo, foi incorporado o DGCM para representar a separação de coluna. Os autores destacaram que dentre os modelos disponíveis para esse fim, o DGCM fornece resultados razoáveis de simulação mesmo em sistemas de tubulação que experimentam tanto o crescimento local da cavidade de vapor como também a cavitação distribuída em outras regiões do tubo.

O modelo DGCM é também utilizado para a simulação de cavitação vaporosa desde que seja atribuído um baixo valor inicial para a fração de gás livre ($\alpha_0 \leq 10^{-7}$) em todas as seções de cálculo. Esse modelo é particularmente adequado se o perfil da tubulação possui seções elevadas, onde o ar tende a ser aprisionado formando bolsas de ar (Soares *et al.*, 2016).

O modelo DGCM, apresentado por Wylie e Streeter (1993), é baseado no método das características. A Figura 3.7 mostra um tubo com um volume concentrado de gás na seção de cálculo. A quantidade de gás livre concentrado em cada seção discretizada é determinada por meio do agrupamento do gás distribuído de um ponto a suas regiões adjacentes. Tendo

em vista que o fluido possui uma fração de vazio α_0 correspondente a uma pressão de referência, p_0^* , utiliza-se a lei dos gases ideais para escrever a seguinte relação:

$$M_g R_g T = p_g^* \alpha \mathcal{V} = p_0^* \alpha_0 \mathcal{V} \quad (3.38)$$

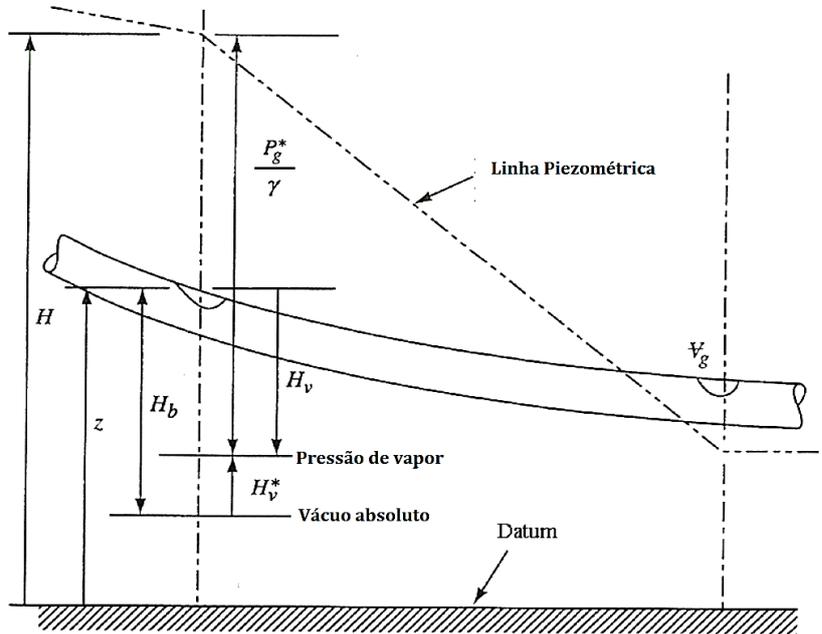


Figura 3.7 – Esquema representativo para análise do DGCM (Wylie e Streeter 1993, modificado)

Convertendo a pressão do ar livre no conduto em termos da linha piezométrica (H), tem-se:

$$p_g^* = \rho_l g (H - z - H_v) \quad (3.39)$$

sendo:

$$H_v = \frac{p_v^*}{\rho_l g} - H_b \quad (3.40)$$

em que z é a elevação do tubo, medida a partir da superfície de referência; H_v é a pressão de vapor relativa ($H_v = p_v^*/\rho_l g - H_b$); H_b é a pressão barométrica; \mathcal{V} é o volume de uma dada massa de ar livre.

Considerando que \forall é constante, as Equações (3.38) e (3.39) podem ser utilizadas para determinar o volume de ar livre em cada seção de cálculo para cada intervalo de tempo:

$$V_g = \frac{C_1}{p_g^*} = \frac{C_3}{H_P^t - z - H_v} \quad (3.41)$$

em que V_g é o volume de gás e sendo:

$$C_1 = p_0^* \alpha_0 \forall \quad (3.42)$$

e

$$C_3 = \frac{C_1}{\rho_l g} \quad (3.43)$$

A Figura 3.8 apresenta a malha alternada utilizada pelo MOC em uma seção interna da tubulação. Desprezando a transferência de massa durante o fenômeno da cavitação, o volume de cada cavidade de gás pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$\frac{dV_g}{dt} = Q_{(saida)} - Q_{(entrada)} \quad (3.44)$$

sendo Q_{Pu} e Q_P as vazões de montante e jusante da cavidade, respectivamente.

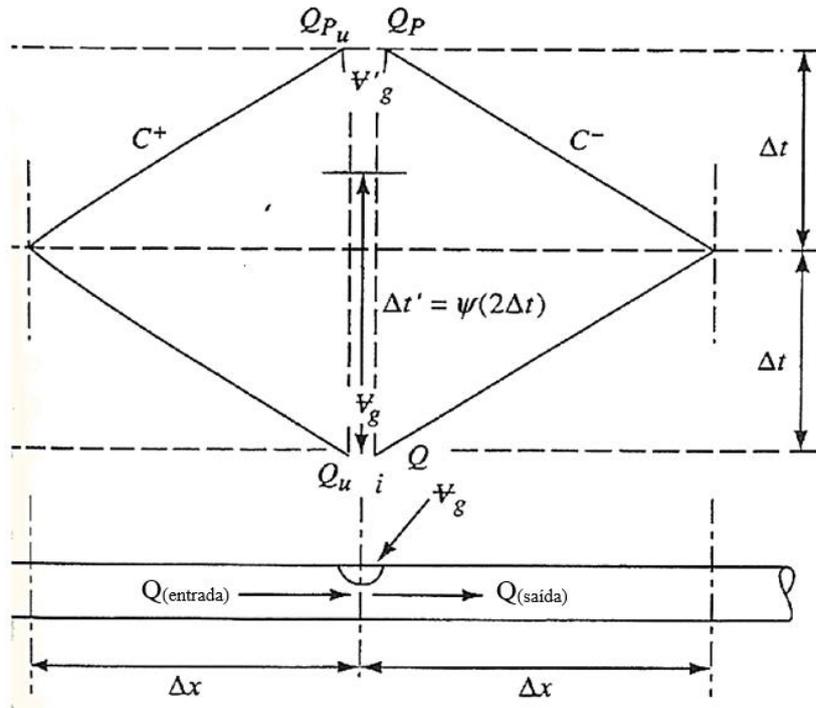


Figura 3.8 – Malha alternada utilizada na análise de transientes considerando gás livre. (Wylie e Streeter 1993, modificado).

Utilizando o MOC com uma malha escalonada, a Equação (3.44) é aproximada numericamente por:

$$V_g^t = V_g^{t-2\Delta t} + \psi (Q_P^t - Q_{Pu}^t) + (1 - \psi)(Q^{t-2\Delta t} - Q_u^{t-2\Delta t})2\Delta t \quad (3.45)$$

sendo V_g^t e $V_g^{t-2\Delta t}$ os volumes da cavidade de gás nos passos de tempo t e $(t - 2\Delta t)$, e ψ um fator numérico de ajuste do passo de tempo variando de 0,5 a 1. Wylie e Streeter (1993) recomendam $\psi = 1$, por haver oscilações numéricas mínimas. O equacionamento para cálculo da cavitação gasosa empregando o método das características com malha de cálculo alternada (Figura 3.8) é apresentado a seguir:

$$C^+: \quad H_P^t = C_P - B_P Q_{Pu}^t \quad (3.46)$$

$$C^-: \quad H_P^t = C_M - B_M Q_P^t \quad (3.47)$$

sendo:

$$C_P = H_{i-1} + B Q_{i-1} \quad (3.48)$$

$$: \quad C_M = H_{i+1} - B Q_{i+1} \quad (3.49)$$

$$B_P = B + R|Q_{i-1}| \quad (3.50)$$

$$B_M = B + R|Q_{i+1}| \quad (3.51)$$

Após a substituição das Equações (3.41), (3.46) e (3.47) na Equação (3.45), obtém-se:

$$(H_P^t - z - H_V)^2 + 2B_1(H_P^t - z - H_V) - C_4 = 0 \quad (3.52)$$

cuja solução é:

$$H_P^t - z - H_V = -B_1(1 + \sqrt{1 + B_B}), \text{ se } B_1 < 0 \quad (3.53)$$

$$H_P^t - z - H_V = -B_1(1 - \sqrt{1 + B_B}), \text{ se } B_1 > 0 \quad (3.54)$$

em que:

$$B_B = \frac{C_4}{B_1^2} \quad (3.55)$$

$$B_1 = \frac{-B_2(B_P C_M + C_P B_M) + B_2 B_P B_M B_V + (z + H_V)}{2} \quad (3.56)$$

$$B_2 = \frac{0,5}{(B_P + B_M)} \quad (3.57)$$

$$C_4 = \frac{C_3 B_P B_M B_2}{(\psi \Delta t)} \quad (3.58)$$

$$B_V = \frac{\left[\frac{V_g^{t-2\Delta t}}{2\Delta t} + (1 - \psi)(Q_P^{t-2\Delta t} - Q_{Pu}^{t-2\Delta t}) \right]}{\psi} \quad (3.59)$$

3.4. FATOR DE ATRITO NO ESCOAMENTO TRANSITÓRIO

A análise precisa da propagação de frentes de onda de pressão em tubulações depende da capacidade de modelar muitos fenômenos secundários ao principal efeito descrito pela equação de Joukowski ou pelas equações de Rankine-Hugoniot. Fenômenos secundários

incluem, por exemplo, cavitação e interação fluido-estrutura, ambos os quais podem influenciar as formas em que frentes de onda evoluem, bem como suas amplitudes e velocidades de propagação (Vardy e Brown, 2003).

Outro fenômeno secundário é o atrito. Nos modelos semi-estacionários (*quasi-steady*), a resistência ao escoamento em qualquer instante é assumida como igual à resistência que existiria em regime permanente com uma velocidade constante (média). O emprego do fator de atrito calculado para condições de escoamento permanente é tipicamente verificado nas análises de escoamento transitório. Porém, a literatura tem avaliado formulações para a consideração do regime transitório no cálculo do fator de atrito uma vez que se tem verificado que a precisão do modelo clássico na descrição dos picos de pressão diminui à medida que o escoamento transitório evolui no tempo. Uma das causas para essa imprecisão está associada à consideração exclusiva do atrito em regime permanente nas simulações dos transitórios hidráulicos.

Os métodos unidimensionais existentes para representar o fator de atrito variável podem ser classificados em três grupos: aqueles baseados em aceleração instantânea, aqueles que usam o histórico e convolução por meio de funções peso e aqueles baseados em termodinâmica irreversível (Soares, 2007).

Holmboe e Rouleau (1967) investigaram a influência do atrito variável na distorção das ondas de pressão no escoamento transitório laminar. Os dados obtidos em dois experimentos foram empregados por Zielke (1968). O autor propõe uma metodologia para análise do atrito variável numericamente, partindo da hipótese de que o termo de atrito (h_f) possa ser considerado como a soma das componentes dos escoamentos permanente (h_{fs}) e não permanente (h_{fu}), ou seja, $h_f = h_{fs} + h_{fu}$ e a equação da quantidade de movimento pode ser descrita como:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + h_f = 0 \quad (3.60)$$

O segundo grupo de métodos tem longo histórico de utilização. Eles são baseados em uma abordagem desenvolvida por Zielke (1968) para escoamentos laminares. Zielke (1968) propôs uma formulação relacionando a tensão de cisalhamento na parede do tubo, em

escoamento laminar transitório, com a velocidade média instantânea e o histórico de velocidades instantâneas, podendo ser utilizado o método das características. Entretanto, esse modelo requer um grande esforço computacional e foi modificado por várias pesquisas para melhorar a eficiência computacional e/ou estender sua aplicação às condições de escoamento transitório turbulento, a exemplo de Trikha (1975), Vardy *et al.* (1993) e Vardy e Brown (1995).

Vardy *et al.* (1993) propuseram um modelo para a consideração de atrito variável no escoamento transitório turbulento que segue as hipóteses formuladas por Zielke (1968) para o escoamento laminar. Para a determinação da função peso W , os autores basearam-se no método desenvolvido por Trikha (1975) e uma nova formulação é apresentada:

$$W_{app}(\psi) \approx (A_1 e^{-B_1 \psi} + A_2 e^{-B_2 \psi} + \dots) \quad (3.61)$$

em que ψ é o tempo adimensional, dado por:

$$\psi = \frac{vt^*}{r_0^2} \quad (3.62)$$

Sendo v a viscosidade cinemática e o r_0 o raio da tubulação.

Os autores afirmam que apenas dois termos da função necessitam ser calculados, ao invés de três termos como no trabalho de Trikha (1975). Assim, os coeficientes A_1 , B_1 , A_2 e B_2 podem ser determinados pela minimização dos erros entre as funções W e W_{app} . A vantagem dessa formulação é o menor esforço computacional necessário para as simulações. Além disso, a metodologia se mostrou útil para o escoamento turbulento com números de Reynolds moderadamente elevados (Soares, 2007).

De acordo com esse modelo, a perda de carga para o regime transitório turbulento depende da velocidade média e funções peso calculadas iterativamente, conforme a mudança de velocidade nos tempos anteriores. O termo de atrito transiente é adicionado ao termo de atrito permanente, admitindo a configuração:

$$h_f = h_{f_s} + h_{f_u} = \frac{fQ|Q|}{2gDA^2} + \frac{16\nu A}{D^2} [Y_1 + Y_2] \quad (3.63)$$

O fator de atrito de Darcy-Weisbach (f) pode ser calculado pela equação de Swamee e Jain (1976) para escoamentos laminares e turbulentos:

$$f = \left\{ \left(\frac{64}{Re} \right)^8 + 9,5 \left[\ln \left(\frac{\lambda}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) - \left(\frac{2500}{Re} \right)^6 \right]^{-16} \right\}^{0,125} \quad (3.64)$$

em que λ é a rugosidade absoluta da tubulação e Re é o número de Reynolds, dado por:

$$Re = \frac{4Q}{\pi D \nu} \quad (3.65)$$

em que ν é viscosidade cinemática do fluido. A equação acima é válida quando se utiliza a fórmula universal de perda de carga.

Voltando a Equação (3.63), tem-se que:

$$Y_i(t) = Y_i(t - \Delta t) e^{-B_i \frac{4\nu}{D^2} \Delta t} + A_i [V(t) - V(t - \Delta t)] \quad (3.66)$$

Os parâmetros A_i e B_i são dependentes do produto entre o fator de atrito de Fanning (f_f) e o número de Reynolds e das respectivas funções peso apresentadas na Figura 3.9.

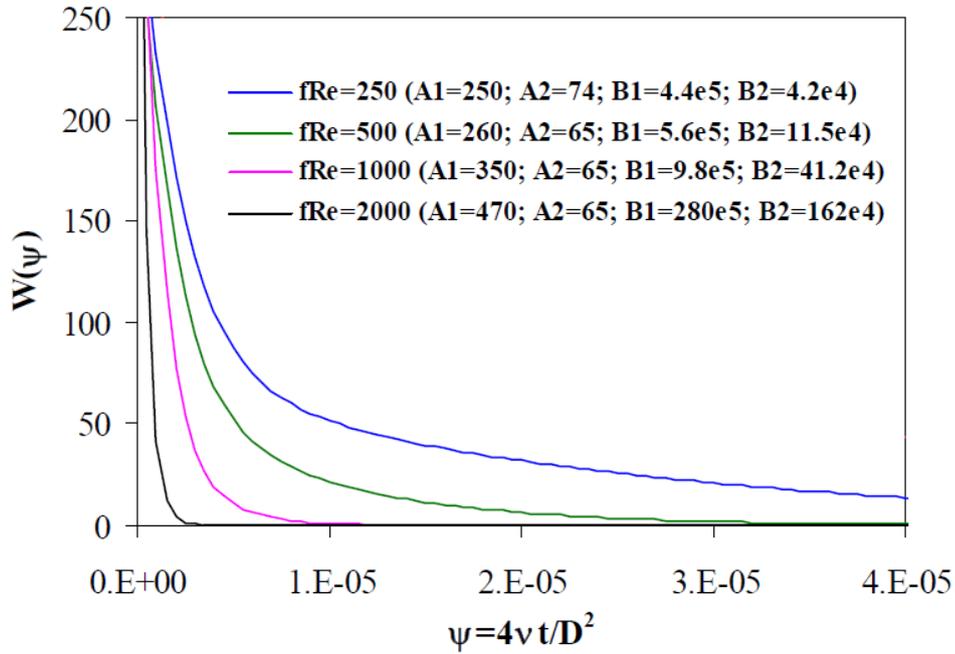


Figura 3.9 – Família de funções peso em função de ($f_x Re$) para escoamentos turbulentos com baixo valor de Re (Covas 2003, modificado).

O fator de atrito de Fanning é considerado como a quarta parte do fator de atrito de Darcy-Weisbach, ou seja:

$$f_f = \frac{f}{4} \quad (3.67)$$

Considerando o termo referente ao atrito variável, a equação característica positiva pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{fQ|Q|}{2DA} + \frac{16\nu A}{D^2} (Y_1 + Y_2) = 0 \quad (3.68)$$

Ao multiplicar os termos da Equação (3.68) por dt e, posteriormente, integrar toda a equação no domínio definido pela linha característica positiva, teremos:

$$\int_{Q_A}^{Q_P} dQ + \int_{H_A}^{H_P} \frac{gA}{a} dH + \int_{t_A}^{t_P} \frac{fQ|Q|dt}{2DA} + \int_{t_A}^{t_P} \frac{16\nu A}{D^2} (Y_1 + Y_2) dt = 0 \quad (3.69)$$

O completo desenvolvimento das integrais e o rearranjo dos termos é apresentado no Apêndice A. O sistema linear gerado pelo modelo de atrito variável proposto por Vardy *et al.* (1993) é composto pela Equação (3.70) e Equação (3.73):

$$Q_{P(t+\Delta t)} = CP - C_a^+ H_{P(t+\Delta t)} \quad (3.70)$$

$$C_a^+ = \frac{B}{1 + CP_2''} \quad (3.71)$$

$$CP = \frac{Q_{A(t)} + H_{A(t)}B + CP_1' + CP_1''}{1 + CP_2''} \quad (3.72)$$

$$Q_{P(t+\Delta t)} = CN + C_a^- H_{P(t+\Delta t)} \quad (3.73)$$

$$C_a^- = \frac{B}{1 + CN_2''} \quad (3.74)$$

$$CN = \frac{Q_{B(t)} - H_{B(t)}B + CN_1' + CN_1''}{1 + CN_2''} \quad (3.75)$$

sendo $B = gA/a$.

Rocha *et al.* (1999) analisaram numericamente a inclusão do modelo de atrito variável proposto por Vardy *et al.* (1993) em um sistema reservatório-tubo-válvula hipotético. Os autores mostram a integração das retas características utilizando malha de cálculo escalonada cruzada em conjunto com o termo de atrito modificado em relação à tradicional formulação do escoamento transitório. Os autores comentam que, de acordo com as análises realizadas, não se justifica a utilização de modelos muito sofisticados que tomem em consideração a inércia do fenômeno para as análises das pressões máximas em um sistema em vista das pequenas diferenças entre os valores apresentados. No entanto, o amortecimento apresentado nas análises justifica o emprego de atrito variável, mas as dificuldades em estabelecer valores das constantes específicas do modelo sugerem a utilização de um modelo intermediário, no qual a atualização do fator de atrito seja feita a cada intervalo de tempo de cálculo.

Vardy e Brown (1995) aplicaram a metodologia de Zielke a um modelo idealizado de fluxo turbulento no qual a viscosidade turbulenta é presumida variar linearmente nas regiões adjacentes à parede interna da tubulação. Isso permitiu que soluções analíticas aproximadas

fossem desenvolvidas, levando a relações para o decaimento da tensão de cisalhamento da parede após uma mudança repentina de velocidade. A dependência do coeficiente de decaimento (Brunone *et al.*, 2001) no número de Reynolds foi deduzido pela aplicação de ambas as metodologias a uma condição de escoamento particular em que os dois métodos de análise diminuem para a mesma forma.

3.5. ESTUDOS DE TRANSITÓRIOS EM SISTEMAS EXISTENTES: ÁGUA E ESGOTO

A análise de transitórios hidráulicos é importante na fase de operação de sistemas existentes para o diagnóstico de problemas de mau funcionamento ou das causas relacionadas à eventual ruptura de tubulações. Neste caso, é extremamente importante usar modelos que simulam precisamente os eventos transitórios de forma a incorporar efeitos adicionais que normalmente não são considerados em modelos comerciais. Diferentes abordagens podem ser usadas para realizar essa análise. A complexidade do sistema atua diretamente na escolha do modelo e da combinação desse com a consideração de diferentes efeitos dinâmicos, como comportamento não elástico da parede do tubo, interação fluido-estrutura e cavitação (Diniz e Soares, 2019). Sendo assim, é apresentada uma revisão da literatura abordando os principais resultados de casos práticos, em sistemas reais, onde foram empregados a análise de transitórios hidráulicos na formulação de diagnósticos, verificação das condições operacionais, avaliação da eficácia do dispositivo de proteção contra surtos de pressão, detecção de vazamentos, dentre outros.

3.5.1. Transitórios em sistema de bombeamento de água com descarga livre a jusante

Soares *et al.* (2013b) realizaram um estudo focado na análise de transitórios causados pela parada súbita de um sistema de bombeamento em uma tubulação pressurizada destinada ao transporte de água. Para tanto, foram realizados testes em campo e coletados dados relativos às pressões e vazões no sistema de bombeamento que liga a Estação Elevatória do Prado ao Reservatório do Instituto Politécnico da Guarda (IPG) localizado na cidade da Guarda, Portugal. O objetivo do estudo consistiu em duas vertentes:

- Mostrar a complexidade da calibração do modelo hidráulico de transitórios na perspectiva de sistemas reais com diferentes condições de contorno e incertezas associadas com as características físicas;

- Demonstrar que algumas simplificações consideradas na análise de transitórios, como o fator de atrito constante e reservatório de nível fixo, não são razoáveis do ponto de vista da descrição do comportamento do sistema.

Como ilustrado na Figura 3.10, o sistema estudado consiste em uma adutora que liga dois reservatórios de água: o de Prado ao reservatório do IPG. Apesar do sistema de bombeamento de Prado possuir cinco conjuntos motor-bomba, a análise foi realizada com a operação de apenas um deles. A tubulação principal é constituída de ferro fundido, diâmetro DN500 e um comprimento de 2225 m. No trecho final dessa tubulação, há uma redução que o acopla a um tubo de PVC DEFOFO DN400, que, por sua vez, conecta-se a três ramificações de PVC DN200, as quais evoluem até as três células do reservatório do IPG com descarga livre para a atmosfera (entrada por cima no reservatório).

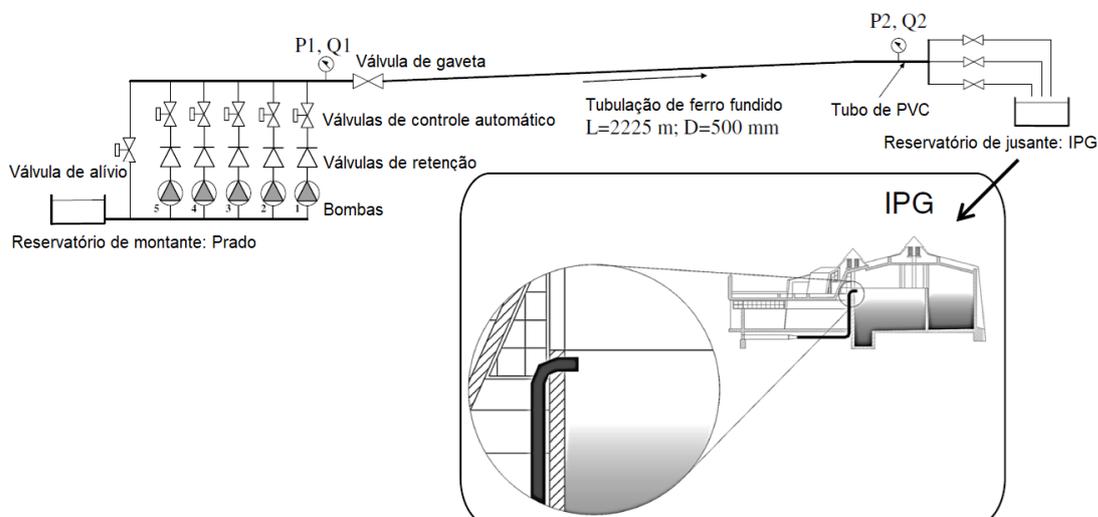


Figura 3.10 – Esquema simplificado do sistema adutor da Guarda, Portugal (Adaptado de Soares *et al.*, 2013b).

O modelo hidráulico foi desenvolvido considerando o comportamento elástico da tubulação. As equações diferenciais parciais hiperbólicas foram resolvidas seguindo o método das características. Para levar em consideração o efeito da variação do atrito, as perdas por atrito foram calculadas segundo as formulações desenvolvidas por Vítkovský *et al.* (2000) bem como o modelo proposto por Vardy e Brown (2007).

Para a análise dos transitórios hidráulicos no sistema, foram considerados dois cenários:

1. Reservatório de nível fixo como condição de contorno de jusante e consideração do fator de atrito como constante e variável para cálculo das perdas de carga. Nesse cenário, o reservatório do IPG é conectado diretamente à tubulação. Ressalta-se que, na fase de projeto, é comum o emprego do fator de atrito constante e de reservatório de nível fixo a jusante (entrada por baixo), mesmo quando o sistema apresenta descarga livre para a atmosfera (entrada por cima);
2. Um reservatório de nível variável como condição de contorno de jusante e consideração do fator de atrito variável. Nesse cenário, o reservatório não está ligado diretamente às tubulações, que fazem a descarga na atmosfera (sistema real). A variação do nível no reservatório como condição de contorno de jusante modela a variação da coluna líquida na extremidade final da adutora (tubos de PVC DN200).

Nos primeiros ensaios, a válvula de alívio foi isolada por meio do fechamento da válvula de gaveta. Assim, tal dispositivo de proteção não teve influência no comportamento do sistema, o que diminuiu o nível de incerteza no que diz respeito aos efeitos nas variações de pressão, tanto do atrito para condições de escoamento transitório como do tanque de nível variável de jusante.

Os resultados obtidos mostraram que a teoria clássica do golpe de aríete é imprecisa na descrição do comportamento hidráulico do sistema. Além disso, a consideração da condição de contorno do reservatório de nível fixo não é satisfatória para as condições de operação do sistema. Essa suposição provoca resultados a favor da segurança na medida em que computa valores majorados de pressões extremas. Entretanto, esse fato constitui situação desfavorável quando o objetivo da análise é o diagnóstico de sistemas existentes. O fator de grande importância para a maior precisão dos resultados foi a modelagem do alívio da pressão observada nas pressões extremas (fator de empacotamento) durante o transitório hidráulico (Figura 3.11). Esse procedimento foi feito a partir da modelagem das seções finais da tubulação, composta por três ramificações de tubos em PVC, como um reservatório de nível variável e descarga livre no reservatório de jusante.

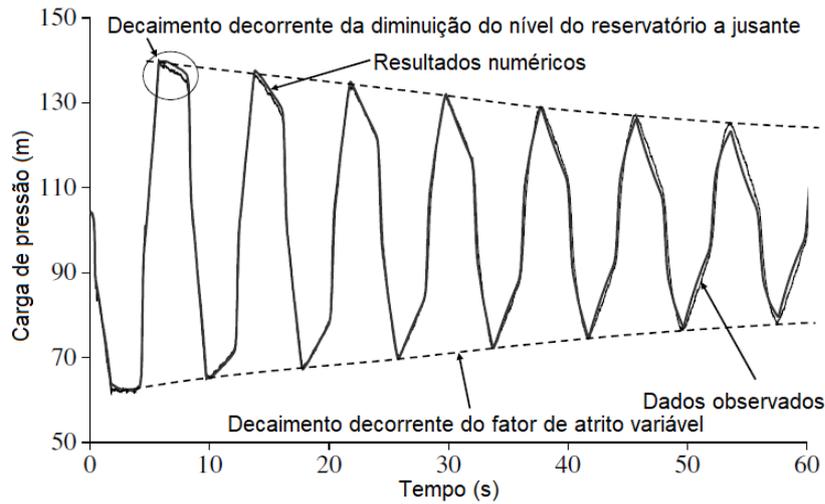


Figura 3.11 – Cargas de pressão observadas em P1 e resultados numéricos do modelo elástico (Adaptado de Soares *et al.*, 2013b)

Posteriormente, foram feitos monitoramentos para as situações com e sem a atuação da válvula de alívio, como mostrado na Figura 3.12. Os ensaios de parada do conjunto motor-bomba foram realizados para a mesma vazão. Verificou-se que a válvula de alívio atenua as sobrepressões quando a carga de pressão atinge 150 m. A variação da carga de pressão apresenta um formato de cunha quando a válvula se abre e descarrega água no reservatório de sucção das bombas.

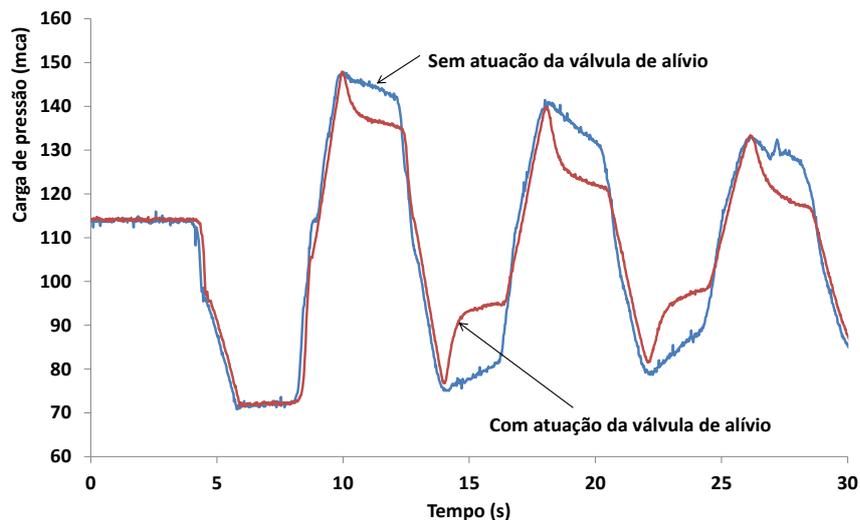


Figura 3.12 – Cargas de pressão observadas com e sem a atuação da válvula de alívio (Soares *et al.*, 2013a).

3.5.2. Transitórios em sistemas de bombeamento de água com diversas derivações

Brunone *et al.* (2014) testaram a confiabilidade do uso de transientes de pressão como uma importante ferramenta no gerenciamento de sistemas reais de distribuição de água. O sistema estudado é constituído de tubos em aço e é localizado em Novara, província no noroeste de Milão, Itália. O sistema possui quatro bombas principais que fazem, cada uma, a adução da água no sistema a uma vazão de 400 l/s. A tubulação principal (Figura 3.13) tem diâmetro nominal DN800 (com exceção dos primeiros 27,5 m). Uma válvula de retenção é instalada imediatamente à jusante do sistema de bombeamento. Os testes foram realizados com apenas uma das bombas em funcionamento.

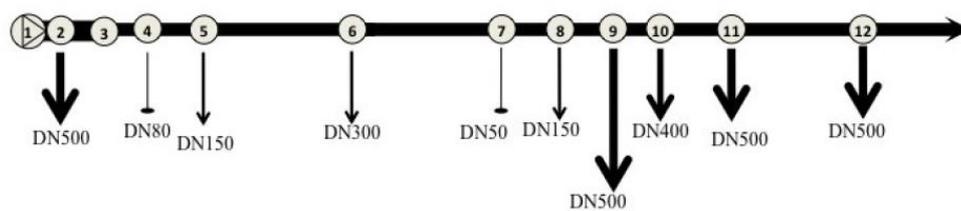


Figura 3.13 – Esquema da tubulação principal e das derivações do sistema de Novara, Itália (Brunone *et al.*, 2014).

O objetivo do trabalho consistiu em apresentar alguns testes de campo executados durante regimes transitórios e desenvolver uma ferramenta de diagnóstico de sistema de tubulação que detecte simultaneamente a condição de operação de qualquer dispositivo, anomalias na rede (vazamentos, válvula parcialmente fechada, bloqueio parcial da tubulação) e determine as condições de funcionamento das conexões.

Durante os testes, o sinal de pressão (H_e) era medido em uma única seção e analisado por meio da Transformada *Wavelet* (TW), que permitia detectar singularidades no sinal de pressão e, conseqüentemente, calcular a velocidade da onda de pressão nas tubulações mais próximas de onde o transitório era gerado. Com os valores das velocidades da onda de pressão e o esquema da rede, um Modelo Lagrangeano (ML) foi executado para capturar as principais características do sinal de pressão e avaliar as causas de suas descontinuidades. Esse modelo é baseado na solução de equações diferenciais que governam transitórios sem atrito em tubulações pressurizadas (Swaffield e Boldy, 1993), além de assumir a instantaneidade da manobra geradora do transitório.

A topologia do sistema permitiu definir a condição de contorno em qualquer nó e, conseqüentemente, avaliar as ondas refletidas e transmitidas de uma onda incidente. O ML

acompanha a onda gerada pela manobra e suas subsequentes ondas refletidas e transmitidas em cada nó e registra suas trajetórias e tempos de chegada nos nós do sistema. Caso o valor da velocidade da onda de pressão de alguma tubulação não seja conhecido, a calibração se faz necessária. Por fim, o ML identificou quais ondas passaram a seção de medição e calculou o instante da passagem, gerando um sinal numérico de pressão (H_n), conforme mostrado na Figura 3.14. H_n é comparado com H_e com a finalidade de avaliar as diferenças, como por exemplo, singularidades observadas no H_e e ausentes no H_n e vice-versa, que podem significar presença de anomalias na rede.

A função de resposta do impulso é realizada pelo ML em duas considerações: conexões terminais da rede fechadas e ativas (Figura 3.14). Em ambos os casos, observou-se que muitas discontinuidades do sinal de pressão experimental apontado pela TW não correspondem a impulsos no ML. Um dos principais problemas da ML é o fato de a manobra não ser instantânea. Mesmo após convolução entre a função da resposta ao impulso calculado pelo ML e a derivada do sinal de pressão, o modelo não registrou corretamente as singularidades evidenciadas pela TW.

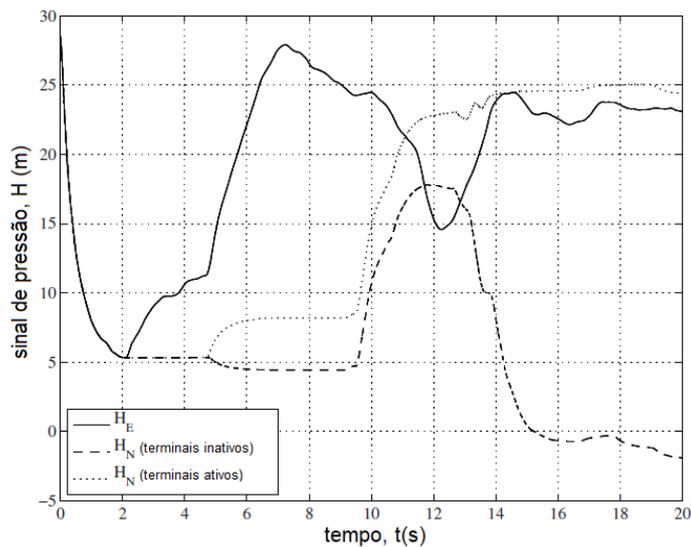


Figura 3.14 – Sinal de pressão observado versus resultados numéricos para todas as derivações fechadas (linha tracejada) ou abertas (linha pontilhada) (Brunone *et al.*, 2014).

A imprecisão do ML pôde ser atribuída a alguns fatores como:

- Escala do transdutor utilizado muito grande comparada com as máximas pressões observadas;
- A manobra se processa em uma velocidade consideravelmente lenta;
- Há várias conexões próximas à estação de bombeamento;

- Não há uma seção característica próxima a seção de medição que seja útil ao cálculo da velocidade da onda de pressão.

3.5.3. Transitórios em linhas de recalque de esgotos

Soares e Covas (2015) apresentaram análises experimentais e numéricas de transitórios hidráulicos causados pela parada súbita dos conjuntos motor-bomba de uma estação elevatória de esgotos. Dados de pressão foram coletados para diferentes manobras das bombas e cargas de pressão menores do que a carga de pressão atmosférica foram observadas caracterizando escoamento cavitante gasoso.

O sistema de bombeamento de esgotos, localizado em Lisboa, Portugal, consiste de uma estação elevatória com três bombas submersíveis instaladas em paralelo. A operação normal é realizada com uma ou duas bombas para a vazão máxima, sendo a terceira utilizada como reserva. A jusante de cada bomba há uma válvula de controle automática e uma válvula de retenção do tipo contrapeso. O dispositivo de proteção é composto por um by-pass com válvula de retenção, a qual deveria abrir quando pressões transitórias negativas ocorressem. A linha de recalque é composta por tubos de ferro dúctil DN700, comprimento total de 1300 m, com descarga para a atmosfera em sua extrema jusante.

Um modelo hidráulico que incorpora os efeitos da cavitação transiente em condutos forçados foi desenvolvido com base no modelo líquido-gás DGCM. Os resultados numéricos foram comparados aos dados medidos em campo e diferentes cenários foram utilizados para a calibração do modelo, que demonstrou toda a complexidade envolvida no diagnóstico de transitórios hidráulicos em sistemas existentes, caracterizados por distintas condições de contorno e incertezas associadas aos escoamentos internos.

Diversos cenários foram considerados para as análises hidráulicas, dos quais dois foram mostrados no trabalho. O primeiro considerou o modelo clássico do golpe de aríete sem a inclusão de cavitação e fator de atrito variável. Já o segundo cenário levou em consideração as perdas por atrito para regimes transitórios, além da cavitação pelo modelo DGCM. Entretanto, o levantamento da curva de fechamento/abertura das válvulas de retenção foi considerado o procedimento mais sensível para o ajuste do modelo hidráulico.

Comparações entre os resultados numéricos obtidos e os dados observados imediatamente a jusante das válvulas de retenção são apresentados na Figura 3.15. As válvulas de retenção (VR) fecham no instante $t = 12$ s e voltam a abrir quando a carga de pressão cai abaixo da carga de pressão atmosférica. Após o fechamento instantâneo das válvulas de retenção, o comportamento do transitório hidráulico é similar ao do clássico modelo para uma manobra rápida. As cargas de pressão extremas são bem representadas pelo modelo, pois são ligeiramente superiores às observadas e, portanto, a favor da segurança. O modelo conseguiu reproduzir as condições de escoamento até o tempo de 60 s e as válvulas de retenção permitem altos valores de vazão retornada ao poço de sucção (Figura 3.15b).

Os resultados demonstraram que o modelo clássico do golpe de aríete foi impreciso para a reprodução do sistema hidráulico, mas é indicado para estudos em fase de projeto, pois resulta em valores extremos maiores, o que reduz os riscos de falha devido aos transitórios hidráulicos. Entretanto, e para a fase de diagnóstico, um modelo completo foi utilizado para que os distintos fenômenos fossem precisamente reproduzidos (fator de atrito variável e cavitação). A solução de proteção da elevatória por um by-pass mostrou-se ineficaz, uma vez que a válvula de retenção do by-pass não abria quando a linha de recalque apresentava pressões negativas. No entanto, as análises realizadas pelos autores não contemplaram a modelagem das ventosas e da descarga livre para a atmosfera. A Figura 3.16 mostra os resultados das pressões monitoradas durante a parada súbita de um ou dois conjuntos elevatórios.

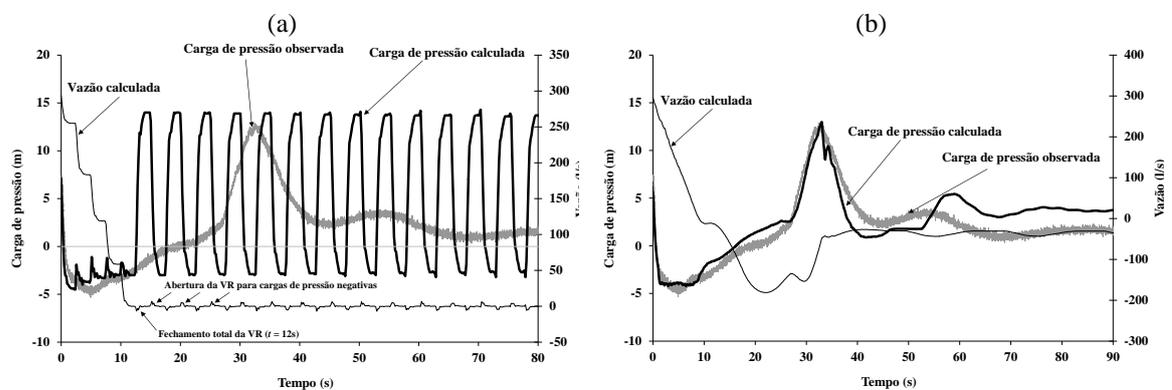


Figura 3.15 – Resultados numéricos *versus* dados observados para o cenário 1 (a) e cenário 2 (b) (Soares e Covas, 2015).

(a)

(b)

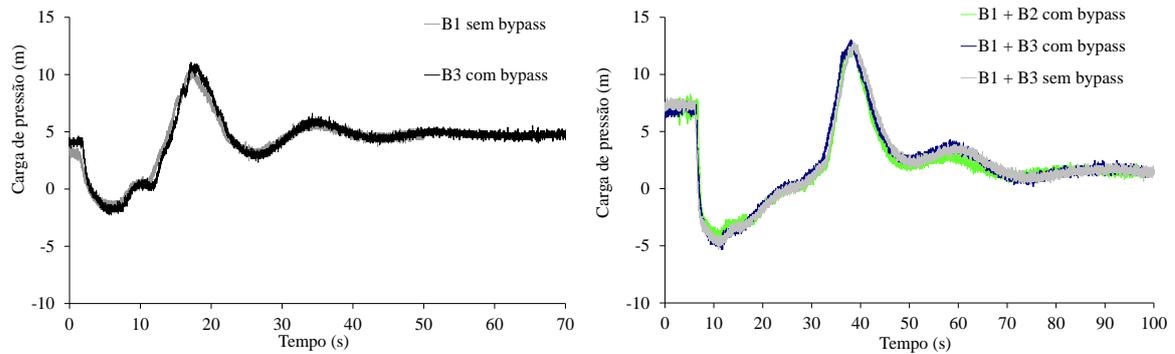


Figura 3.16 – Dados de cargas de pressão monitoradas durante a parada súbita de um (a) ou dois (b) conjuntos motor-bomba (Soares e Covas, 2015).

Axworthy e Chabot (2004) realizaram um estudo em uma elevatória de esgoto da cidade de Saguenay, Canadá, cujo projeto original considerou, de maneira eficaz, apenas a proteção contra sobrepensões, negligenciando os efeitos de uma eventual subpressão no sistema ocasionado por um fator gerador de transitórios hidráulicos, como a parada súbita de uma bomba. A estação elevatória do sistema estudado (Figura 3.17) bombeia esgoto bruto por meio de uma linha com 1,6 km de extensão, DN250, sendo os primeiros 720 m constituídos de ferro dúctil e os outros 915 m de PVC. A carga estática de aproximadamente 70 m é significativa para uma adutora de menor porte e garante que a rejunção da coluna líquida seja rápida após a parada súbita da bomba, com separação da coluna e a subsequente repressurização da tubulação principal. Isso significa que qualquer cavidade de vapor que se forma durante a separação da coluna entrará em colapso rapidamente, resultando em pressões positivas muito altas que podem danificar a tubulação. Portanto, a instalação de dispositivos de controle que eliminem a formação de cavidades de vapor mostrou-se essencial para a operação segura desse sistema.

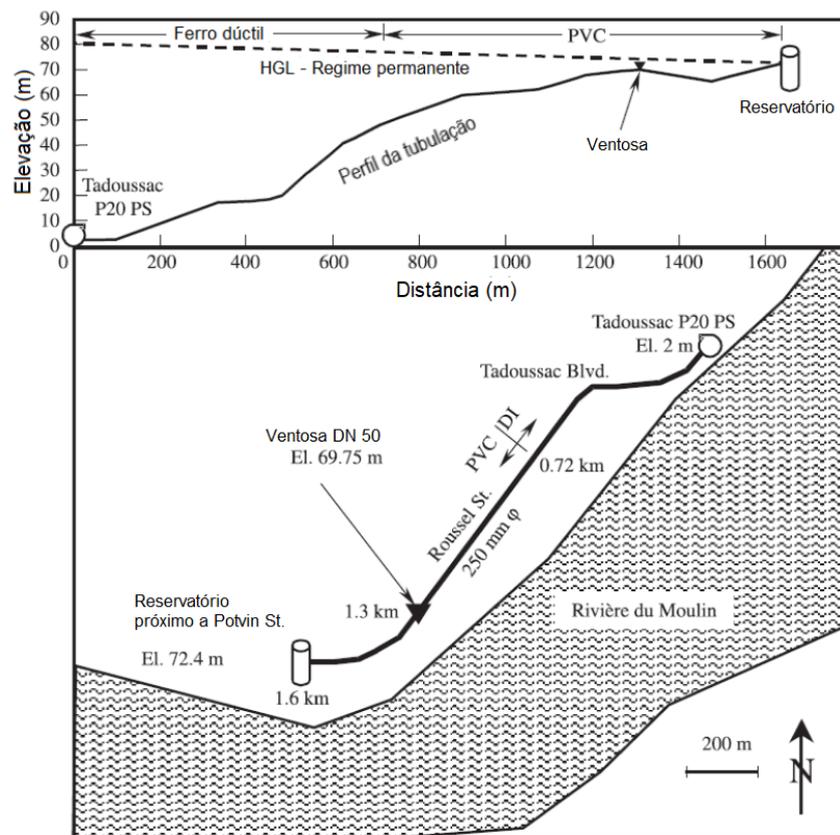


Figura 3.17 – Esquemas que ilustram o perfil da linha de recalque de esgotos de Saguenay, Canadá (Adaptado de Axworthy e Chabot, 2004).

Após inauguração da adutora de Saguenay, moradores que viviam ao longo do percurso da linha relataram ruídos elevados em seus porões até que, posteriormente, ocorresse o deslocamento do tubo principal da linha de recalque. Resultados preliminares de um teste de campo mostraram que uma grande onda de baixa pressão era introduzida na tubulação após a perda de potência de uma bomba (desligamento). Assim, um dispositivo de proteção adicional foi proposto e, para tal, foi desenvolvido um modelo hidráulico de transitórios baseado no método das características, além de realizados testes de campo com respectiva coleta de dados. Para o cálculo das perdas de carga em condições de escoamento transitório foi utilizado o modelo proposto por Axworthy *et al.* (2000), que incorpora os efeitos do atrito variável. O modelo DVCM apresentado por Wylie e Streeter (1993) foi usado para representar a cavitação vaporosa na adutora quando a pressão cai e atinge a pressão de vapor.

Os resultados da simulação do modelo, a partir dos dados na bomba, mostraram boa concordância com os valores observados como pode ser observado na Figura 3.18. Os resultados da análise de pressão, mostrados na Figura 3.19, indicaram que havia uma queda da pressão para a pressão de vapor ao longo de um comprimento significativo da tubulação

e que quaisquer cavidades de vapor que se formavam entrariam em colapso após a repressurização do sistema.

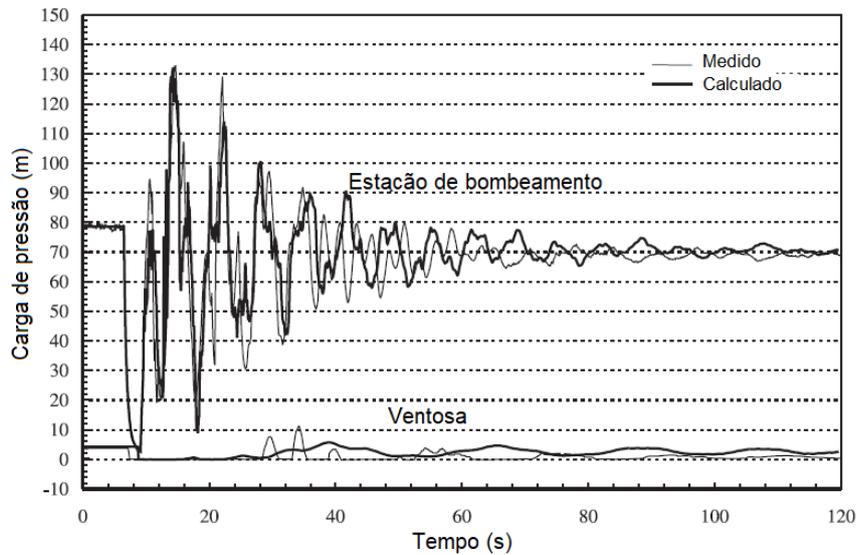


Figura 3.18 – Carga de pressão na estação de bombeamento e na ventosa após perda de potência (Adaptado de Axworthy e Chabot, 2004).

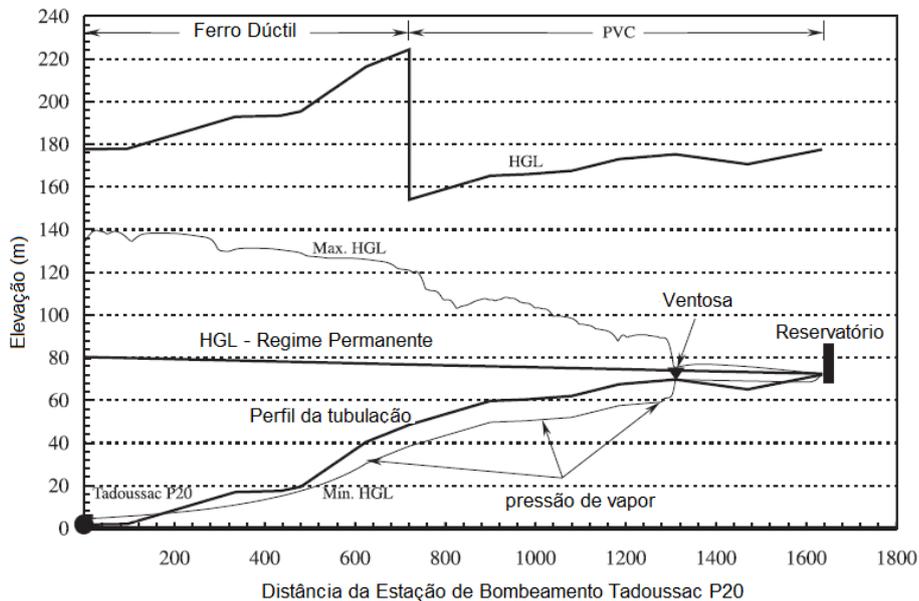


Figura 3.19 – Envoltórias de cargas piezométricas após perda de potência com modelo de cavitação vaporosa e fator de atrito variável (Adaptado de Axworthy e Chabot, 2004).

Os resultados obtidos a partir do modelo hidráulico foram usados para desenvolver alternativas de proteção contra transitórios, a fim de eliminar a formação de cavidades de vapor após o desligamento da estação de bombeamento. As restrições do local impediram a instalação de um reservatório hidropneumático na estação de bombeamento, o qual havia sido selecionado como a melhor alternativa de proteção. No entanto, como havia condições

físicas para a instalação de um inversor de frequência na sala de controle da estação de bombeamento, essa foi a alternativa escolhida.

Uma vez instalado o inversor de frequência, um segundo teste de campo foi realizado e os resultados do modelo computacional foram verificados por comparação com os dados medidos, como pode ser observado na Figura 3.20.

Apesar de não ter sido a melhor alternativa, a instalação do inversor de frequência eliminou a formação de cavidades de vapor na tubulação que anteriormente ocorria nos inúmeros eventos diários de desligamento da estação de bombeamento. Além disso, não foi mais relatado deslocamentos da tubulação na estação de bombeamento e as reclamações dos moradores em relação ao ruído em suas casas pararam.

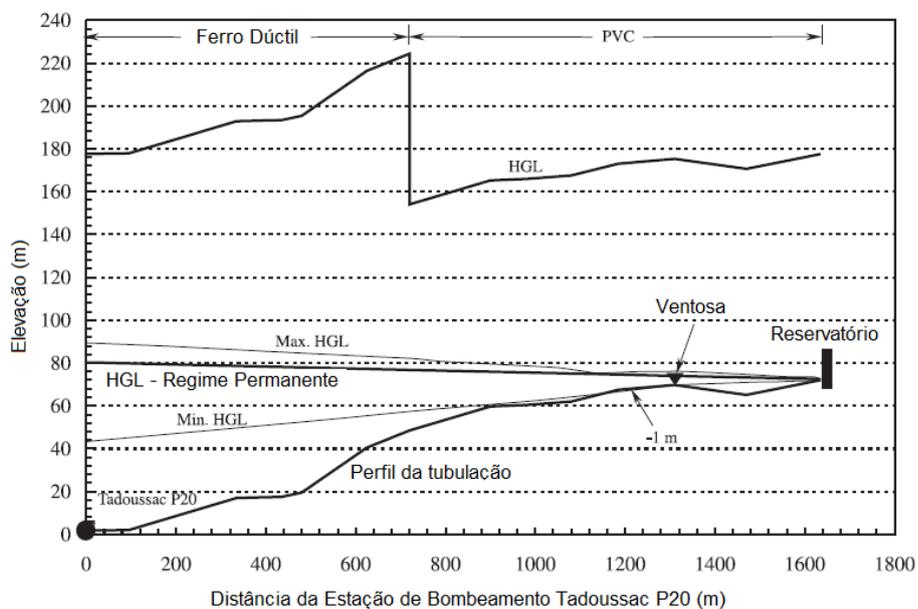


Figura 3.20 – Envoltórias de cargas piezométricas após instalação do inversor de frequência (Adaptado de Axworthy e Chabot, 2004).

3.5.4. Transitórios em sistema hidrelétrico reversível

Covas *et al.* (2008) realizaram uma análise detalhada de transitórios em um sistema hidráulico localizado na Ilha da Madeira, Portugal. Um sistema hidrelétrico com multiusos (geração de energia elétrica, fornecimento de água para abastecimento e irrigação) foi convertido em uma Usina Hidrelétrica Reversível (UHR) por meio da construção de dois

reservatórios e uma estação de bombeamento. Dadas as novas condições de operação, foi realizado um estudo de transitórios hidráulicos, no estágio de projeto, utilizando a teoria clássica do golpe de aríete. Conforme mostrado na Figura 3.21, a água é turbinada e armazenada em dois reservatórios recém-construídos localizados nas cidades de Socorridos e no Covão durante as horas de pico de eletricidade e bombeada novamente para o Covão fora do horário de pico (ou seja, durante a noite). Parte da potência de bombeamento é gerada a partir da energia eólica.

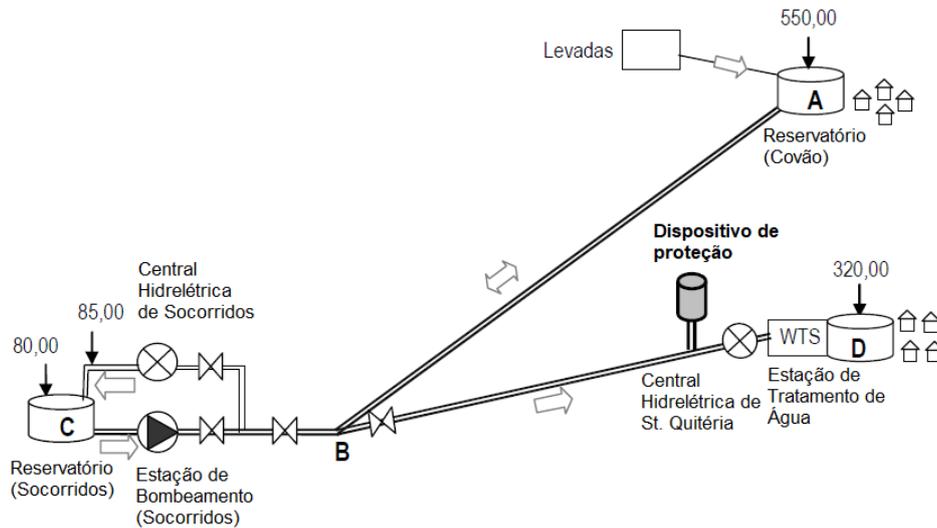


Figura 3.21 – Sistema hidrelétrico Covão - Socorridos - St. Quitéria, Ilha da Madeira, Portugal (Adaptado de Covas *et al.*, 2008).

Foi realizada uma análise dos transitórios hidráulicos utilizando o modelo elástico clássico com a incorporação do fator de atrito variável (transiente rápido e com frequência alta). Diferentes cenários foram simulados para condições operacionais normais ou extremas. As pressões relativas máximas obtidas na estação de bombeamento de Socorridos excederam o limite teórico de 15% (desligamento simultâneo e brusco das três bombas: 26%; desligamento normal das três bombas: 16%). Foram calculadas as pressões para o cenário mais crítico (desligamento simultâneo e brusco das três bombas). Como as pressões máximas excederam 15% na extremidade a jusante da estação de bombeamento de Socorridos e as pressões mínimas foram inferiores à pressão atmosférica em 700 m da ramificação de St. Quitéria, entendeu-se necessário especificar e instalar uma proteção contra golpes de aríete no sistema. Foi especificado um reservatório hidropneumático na extremidade a montante da usina hidrelétrica de St. Quitéria. Uma análise de sensibilidade foi realizada para definir o volume total do vaso, o volume mínimo e máximo de ar e o diâmetro da ligação do tanque e do by-pass. Os resultados da simulação podem ser observados na Figura 3.22.

Após a instalação do dispositivo de proteção, dados de pressão no regime transitório foram coletados para diferentes condições de operação das bombas. Os resultados numéricos obtidos no estágio de projeto foram comparados com os dados de pressão coletados em campo. Pressões negativas não ocorreram no sistema, o que significa que o sistema foi adequadamente protegido contra golpes de aríete. No entanto, os resultados numéricos calculados não se ajustaram tanto na amplitude quanto no tempo com os dados físicos coletados. As principais incertezas associadas às simulações numéricas foram os níveis dos reservatórios (que afetaram as pressões de estado estacionário) e o comportamento dinâmico da válvula de retenção do reservatório hidropneumático (não se fechava instantaneamente e permitia fluxo reverso). Os autores recomendaram uma análise mais aprofundada do comportamento dinâmico das válvulas de retenção “pseudo-ideais” para superar as incertezas encontradas.

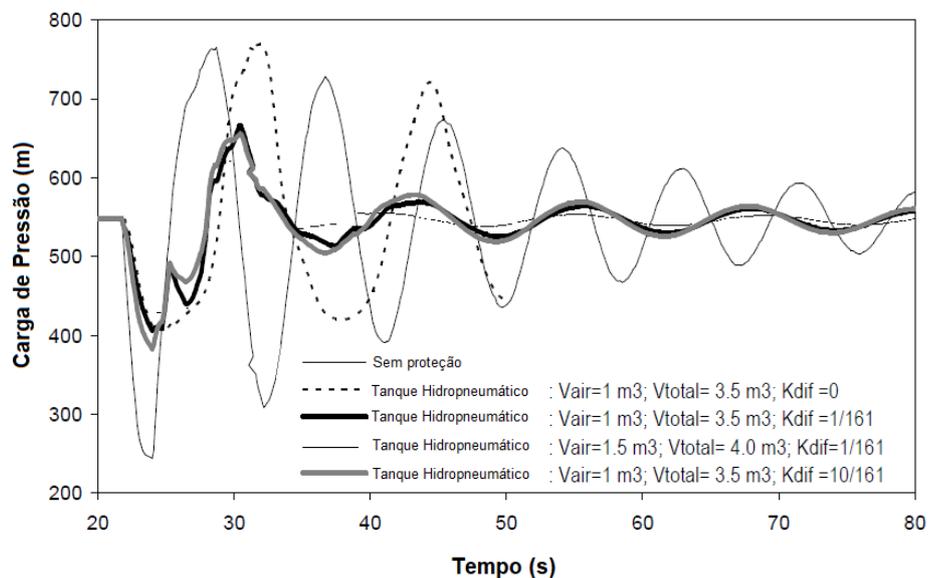


Figura 3.22 – Desligamento simultâneo e brusco das três bombas sem e com proteção contra golpes de aríete para diferentes volumes de ar iniciais e diâmetros do by-pass (Adaptado de Covas *et al.*, 2008).

3.5.5. Método Transiente Inverso aplicado a sistemas de distribuição de água

McInnis e Karney (1995) utilizaram a parada súbita de bombas para induzir transitórios hidráulicos na rede de Bears paw, Canadá. A Rede Bears paw era relativamente grande, com uma extensão total de aproximadamente 90 km de tubulações. A maioria das tubulações na Rede Bears paw é de concreto e havia aproximadamente 6.800 conexões de serviço de água.

A resposta da rede de Bearspaw foi modelada usando um método explícito unidimensional, a partir do método das características, para a solução das equações governantes de continuidade e quantidade de movimento que descrevem o fluxo transitório.

O modelo foi simplificado para remover tubos com menos de 300 mm de diâmetro e incluiu ajustes de velocidade de onda de até 15% para atender aos requisitos de discretização. Foram então desenvolvidos e calibrados três modelos de demanda para fornecer resultados comparáveis às medições de campo. No entanto, os modelos de demanda replicaram mal o decaimento dos transitórios nas medições de campo. Além disso, as demandas calibradas estavam acima da estimativa de erro para a demanda máxima do sistema e, portanto, irrealistas. McInnis e Karney (1995) desenvolveram um modelo alternativo de calibração do fator de atrito para o regime “quase permanente” (*quasi-steady*) para melhorar a comparação entre a resposta medida e modelada da rede de Bearspaw sem a necessidade de calibrar a demanda. No entanto, a calibração reduziu o coeficiente de rugosidade “C” da equação de Hazen-Williams de 120-150 (para todos os tubos) para aproximadamente 15. Este coeficiente “C” é fisicamente inviável para a rede de Bearspaw, por exemplo, sob condições de estado estacionário.

Covas *et al.* (2004) realizaram testes em uma adutora da cidade de Dundee (Reino Unido), com o objetivo de detectar vazamentos a partir de sinais de pressão durante transitórios. Dados coletados foram utilizados para testar e validar diferentes métodos de detecção de vazamentos (baseadas em sinais de pressão), como a análise do tempo da reflexão da onda de vazamento e o Método Transiente Inverso. Ambas os métodos foram bem-sucedidas na detecção e localização de vazamentos de magnitude “razoável”, desde que as características físicas e hidráulicas do sistema sejam conhecidas, o transitório seja gerado por uma manobra rápida e, no caso do Método Transiente Inverso, o modelo numérico utilizado seja preciso. Esse método também se mostrou particularmente útil para o diagnóstico, monitoramento e controle de sistemas existentes, promovendo uma melhor compreensão das causas de rupturas induzidas por transitórios hidráulicos.

Stephens *et al.* (2004) apresentam resultados referentes à implementação do Método Transiente Inverso em um sistema real. Vazamentos, bolsas de ar e bloqueios com características definidas foram introduzidos em duas tubulações de ramificação única e seus efeitos durante um transitório induzido foram medidos. Os resultados de campo demonstram

que vazamento, bolsa de ar e bloqueio na tubulação podem afetar a resposta transitória de uma tubulação de uma rede de abastecimento. Além disso, a sensibilidade das respostas a uma bolsa de ar e, em menor grau, um vazamento, permitiu que o Método Transiente Inverso fosse aplicado com sucesso. Entretanto, a aplicabilidade geral desse método pode ser limitada por erros associados ao modelo utilizado na simulação. Recomendou-se o aprofundamento a partir da realização de novos estudos visando entender as complexidades teóricas e práticas que inibem a modelagem precisa de transitórios em sistemas físicos, fator determinante na aplicação do Método Transiente Inverso.

Considerando o debate a respeito da importância relativa dos efeitos do fator de atrito variável em sistemas reais, Stephens *et al.* (2005b) apresentam os resultados de um conjunto de medições de campo, relativas aos efeitos de transitórios hidráulicos em uma adutora de 13,5 km localizada no sul da Austrália. A modelagem foi realizada usando métodos de função de ponderação para calcular a contribuição do atrito em regime variável. Os testes de campo permitiram estabelecer conclusões mais amplas sobre a importância relativa do atrito em regime variável. Para ambos os casos (considerando a tubulação com vazamento e sem vazamento), a inclusão de atrito variável melhorou consideravelmente o desempenho do modelo hidráulico. No entanto, os números de Reynolds para os testes foram relativamente baixos e favoráveis a efeitos do atrito em regime variável. Em condições com números de Reynolds mais altos, esses efeitos são reduzidos. Os resultados também confirmam que o efeito do atrito em regime variável diminui quando o amortecimento devido a vazamentos está presente. A magnitude do vazamento foi suficiente para reduzir a influência do atrito variável de 9,6% para 5,5%. No entanto, a inclusão da modelagem considerando o fator de atrito variável é particularmente importante se a modelagem inversa transitória for usada para detectar vazamentos.

Stephens *et al.* (2011) apresentam uma abordagem para determinar mudanças topológicas no sistema usando análise de resposta transitória. Informações precisas não estão disponíveis em relação a todos os elementos físicos que contribuem para a resposta transitória de um sistema de distribuição de água. Assim, um modelo parametrizado é desenvolvido e calibrado para representar as respostas de transitórios de um sistema físico real. O sistema utilizado para o teste de campo é localizado no município de Willunga, Austrália. A rede de Willunga foi selecionada por causa de seu tamanho (relativamente pequeno), possuir um único reservatório de fornecimento de água por gravidade, uniformidade do material de

tubulação (cimento amianto) e a possibilidade de controlar o nível de demanda. O trabalho conseguiu abrir caminho para a aplicação bem-sucedida da análise de resposta transitória ao problema da detecção de válvula fechada no sistema. Segundo os autores, os resultados devem facilitar o desenvolvimento de técnicas baseadas em análise de resposta transitória para a avaliação não invasiva de problemas em redes de abastecimento de água. Discrepâncias entre os resultados numéricos e observados foram verificados. As possíveis razões para as desigualdades incluem os efeitos de variações de demandas, retenção de ar no interior das tubulações, atrito no regime variável e amortecimento mecânico causado pela interação de tubos e juntas com os solos adjacentes. Tais efeitos são investigados pela inclusão de um modelo viscoelástico, ou seja, baseado em amortecimento mecânico.

Stephens *et al.* (2013) aplicaram o Método Transiente Inverso para estimar a localização e magnitude do desgaste do revestimento e corrosão interna de tubulações metálicas. O método utiliza um modelo de transitórios hidráulicos e um algoritmo (SCE-UA) de busca inversa para analisar padrões de reflexões de pressão obtidas após propagação de ondas de pressão serem induzidas em uma tubulação. A aplicação é feita em campo em um trecho de tubulação de aço DN750 de 6 km de comprimento e com revestimento interno de argamassa de cimento. Embora o método proposto fosse capaz de identificar aproximadamente a localização e a magnitude dos danos na parede interna da tubulação, o desenvolvimento da técnica deve melhorar significativamente a precisão com a qual os danos podem ser localizados e caracterizados. No geral, os autores destacaram a necessidade do equilíbrio entre a aprimoração do modelo, o esforço da análise inversa e a precisão necessária com a qual o dano pode ser inferido.

3.5.6. Discussão

Dada a complexidade de sistemas reais e o elevado número de variáveis envolvidas no processo, o estudo de transitórios hidráulicos nesse contexto constitui tarefa difícil e ainda pouco explorada na literatura. Os principais trabalhos desenvolvidos em sistemas reais foram resumidos na Tabela 3.1. A grande maioria optou por fazer uso do método das características como meio de analisar os transitórios hidráulicos. Segundo Chaudhry (2014), o método apresenta correta simulação da propagação de ondas, é eficiente e de fácil programação. Além disso, as condições de contorno podem ser as mais diversas. As vantagens do MOC

decorrem de o fato do fenômeno transitório seguir uma lei de propagação de ondas que associa o tempo com a abcissa x definida ao longo da canalização por meio da celeridade. Diniz e Soares (2019) ressaltam a necessidade da consideração dos efeitos dinâmicos para maior convergência entre os valores observados das medições de pressão e aqueles obtidos numericamente. Destaca-se que a maioria dos *softwares* comerciais disponíveis no mercado capazes de realizar análises de transitórios hidráulicos e utilizados nos dimensionamentos de estruturas hidráulicas, não consideram, nos seus cálculos, os efeitos dinâmicos a exemplo do fator de atrito variável. Essa abordagem, a partir da teoria clássica do golpe de aríete, demonstra-se ineficaz na simulação das respostas hidráulicas dos sistemas analisados. Apesar de tal consideração se mostrar mais conservadora para fins de dimensionamento e, portanto, induzir maiores sobrepressões, ela não se adequa para os fins de diagnóstico de sistemas já existentes.

Os estudos apresentados demonstraram que, com a escolha adequada do modelo hidráulico e consideração dos efeitos dinâmicos, há boa correspondência entre os valores de pressão medidos e os obtidos numericamente. Há, entretanto, a necessidade de estudos que aprofundem a influência dos efeitos dinâmicos nos diversos tipos e topologias de sistemas hidráulicos.

Tabela 3.1 – Principais estudos de transitórios hidráulicos aplicados em sistemas urbanos de água e esgoto

Artigo	Sistema (Local)	Modelos	Aplicação/Finalidade	Recomendações
McInnis e Karney (1995)	Rede de abastecimento (Bears paw, Calgary, Canadá)	Modelo Elástico (<i>software</i> TransAM) - MOC	Estudar os efeitos da representação do modelo de demanda no comportamento hidráulico previsto do sistema	Aprofundar os estudos dos efeitos de transientes hidráulicos em redes complexas de abastecimento.
Di Santo et al. (2002)	Rede de abastecimento (Minervino Murge, Itália)	Modelo da Coluna Rígida e Modelo da Coluna Elástica - MOC	Analisar a influência do reservatório hidropneumático e da extremidade final da adutora (descarga livre).	Considerar o fator de atrito variável nas análises dos modelos de transientes.
Covas et al. (2004)	Adutora (Lintrathen, Dundee, UK)	Método Transiente Inverso e Análise do Tempo da Reflexão do Vazamento a partir dos sinais de pressão	Detectar vazamentos em tubulações utilizando sinais de pressão em transientes.	Utilizar do Método Transiente Inverso para estimar a localização e o tamanho do vazamento; melhorar o entendimento das causas de rupturas de tubulações devido a transientes hidráulicos.
Stephens et al. (2004)	Rede de abastecimento (Adelaide, Austrália)	Modelo Elástico (+ modelo com fator de atrito variável) / Método Transiente Inverso - MOC	Implementação do Método Transiente Inverso para detecção de vazamentos, bolhas de ar e bloqueios na tubulação.	Aprofundar os estudos das complexidades teóricas e práticas que inibem a modelagem precisa de transientes em sistemas reais.
Axworthy e Chabot (2004)	Adutora (Saguenay, Quebec, Canadá)	<i>Discrete-Vapour-Cavity Model</i> (DVCM) (+ fator de atrito variável) - MOC	Projetar e testar um dispositivo adicional de proteção contra surtos.	Computar o atrito variável no modelo hidráulico de transientes.
Stephens et al. (2005a)	Rede de abastecimento (Willunga, Austrália)	Modelo Elástico e Modelo Viscoelástico - MOC	Determinar mudanças na topologia do sistema por meio da análise de transientes	Incluir a análise dos efeitos dinâmicos na análise das respostas transitórias
Stephens et al. (2005b)	Adutora (Hanson, Austrália)	Modelo Elástico (+ modelo com fator de atrito variável) - MOC	Estudar a importância relativa da incorporação do atrito variável na modelagem de transientes.	Aprofundar os estudos para determinar em que circunstâncias o atrito variável é importante na modelagem de transientes.
Covas et al. (2008)	Usina Hidrelétrica Reversível (Madeira, Portugal)	Modelo Elástico - MOC	Analisar transientes hidráulicos; especificar e avaliar a eficácia de dispositivo de proteção contra surtos; verificar as condições operacionais.	Fazer análise mais aprofundada do comportamento dinâmico de válvulas de retenção “pseudo-ideais”.
Stephens et al. (2011)	Rede de abastecimento (Willunga, Austrália)	Modelo Elástico, Modelo Elástico com fator de atrito variável, Modelo Viscoelástico - MOC	Avaliar a capacidade dos modelos existentes em reproduzir observações de campo; desenvolver modelos hidráulicos mais aprimorados.	Considerar os efeitos dinâmicos na modelagem dos transientes hidráulicos
Stephens et al. (2013)	Adutora (Whyalla, Austrália)	Modelo Elástico / Método Transiente Inverso - MOC	Estimar a localização e a magnitude da corrosão interna e perda do revestimento da parede interna em tubulações metálicas.	Desenvolver técnica para aumentar a precisão com a qual os danos podem ser localizados e caracterizados.
Soares et al. (2013b)	Adutora (Guarda, Portugal)	Modelos Elástico e Modelo Elástico com fator de atrito variável - MOC	Verificar diferentes abordagens de análise de transientes hidráulicos em adutoras: influência do fator de atrito e condição de contorno (reservatório de nível fixo)	Aprofundar estudo dos efeitos da consideração do atrito variável; usar de métodos numéricos mais recentes em detrimento do método das características.
Brunone et al. (2014)	Rede de abastecimento (Novara, Itália)	Modelo Elástico / Transformada Wavelet – Modelo Lagrangeano	Desenvolver uma ferramenta de diagnóstico de sistemas de tubulação.	Utilizar modelos numéricos mais complexos; diminuir o número de conexões próximas ao sistema de bombeamento; adicionar mais seções de medição de pressão.
Soares e Covas (2015)	Linha de recalque (Lisboa, Portugal)	<i>Discrete-Gas-Cavity Model</i> (DGCM) (+ modelo fator de atrito variável) - MOC	Analisar transitórios hidráulicos causados pela parada súbita dos conjuntos motor-bomba de uma estação elevatória de esgotos	Utilizar modelos que incorporem efeitos dinâmicos (fator de atrito variável e cavitação) ao fazer a análise de transientes em sistemas existentes.

4. MODELO HIDRÁULICO

Foi desenvolvida uma ferramenta própria utilizada para a análise hidráulica em regime transitório de escoamento. Consistiu em um simulador codificado em linguagem C++, e implementado por meio do compilador C++ *Builder 6*. Possui rotinas que permitem a verificação numérica de diversas condições de contorno: reservatórios de nível variável (extremidade jusante); bombas; válvula em linha; ventosas tríplices função. Há também a alternativa de avaliação hidráulica considerando fator de atrito variável, conforme modelo da literatura (Vardy *et al.*, 1993), e cavitação gasosa por meio do *Discrete Gas Cavity Model* (Wylie e Streeter, 1993).

Os equacionamentos referentes ao modelo elástico e às considerações de efeitos dinâmicos utilizados na elaboração do algoritmo foram apresentados no capítulo anterior. A descrição numérica de cada coeficiente usado neste trabalho é apresentada na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Coeficientes para as diferentes considerações do fator de atrito

Fator de atrito	Coeficientes
Regime Permanente (')	$CP'_1 = -\frac{f\Delta t}{2DA} Q_{A(t)} Q_{A(t)} $ $CN'_1 = -\frac{f\Delta t}{2DA} Q_{B(t)} Q_{B(t)} $
	$CP'_2 = 0$ $CN'_2 = 0$
Regime Transitório (")	$CP''_1 = CN''_1 = -A\Delta t \frac{16\nu}{D^2} \sum_k \left[Y_{k(t)} e^{-B_k \psi} - \frac{A_k}{A} Q_{P(t)} \right]$
	$CP''_2 = CN''_2 = A\Delta t \frac{16\nu}{D^2} \sum_k \left(\frac{A_k}{A} \right)$

O método das características estabelece uma metodologia sistemática de cálculo de transientes em uma tubulação. Cada trecho é dividido em N segmentos de comprimento Δx com $N+1$ seções. No início de cada trecho (primeira seção) e ao término do trecho (última seção) uma equação de contorno e uma equação característica são necessárias. Nos nós interiores ($2 < i < N$), ambas as equações características (positiva e negativa) são empregadas.

Nos pontos extremos de uma tubulação ou em algumas singularidades do sistema, apenas uma das linhas características é válida. Isso pode acontecer no ponto de montante de um

tubo, em que apenas a característica negativa é válida (Figura 4.1a), ou no ponto de jusante, no qual a característica positiva pode ser lançada (Figura 4.1b).

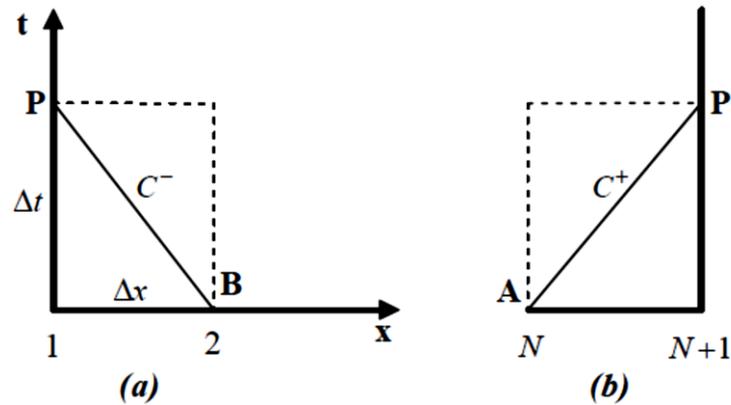


Figura 4.1 – Linhas características nas extremidades de contorno (Soares, 2007).

Aplicando esse esquema de discretização, tem-se uma equação e duas incógnitas: carga piezométrica e vazão. Dessa forma, uma outra relação na forma de uma equação é necessária para o cálculo das variáveis H e Q . Essas relações dependem do tipo de contorno apresentado, seja um reservatório, uma válvula, bomba ou outro, e devem representar o comportamento físico de tal componente no sistema.

Neste item, são apresentadas as condições de contorno utilizadas neste trabalho, como reservatório de nível fixo à montante, descarga livre para a atmosfera, bomba (rotação variável e curta linha de sucção), ventosa tríplice função, válvula à jusante com descarga livre e válvula de retenção.

4.1. RESERVATÓRIO DE NÍVEL FIXO À MONTANTE

Neste caso, presume-se que o nível de água no reservatório permaneça constante durante o regime transitório. Essa premissa é válida considerando que o reservatório possui um grande volume. Tal aproximação simplifica a análise consideravelmente sem afetar adversamente a precisão dos resultados computados.

A condição de contorno utilizada é uma simplificação daquela em que as perdas na entrada da tubulação e a carga cinética estão incluídas. A equação referente à condição de montante fica (Chaudhry, 2014):

$$H_{P_{i,1}} = H_{res} \quad (4.1)$$

$$Q_{P_{i,1}} = C_n + C_{a_i} H_{res} \quad (4.2)$$

sendo H_{res} a altura do nível de água do reservatório.

4.2. TANQUE COM NÍVEL VARIÁVEL

Se a última seção da tubulação é composta por uma descarga livre na atmosfera, essa seção final pode ser melhor descrita como um tanque vertical com nível variável com seção transversal constante e descarga livre para atmosfera, como pode ser observado na Figura 4.2.

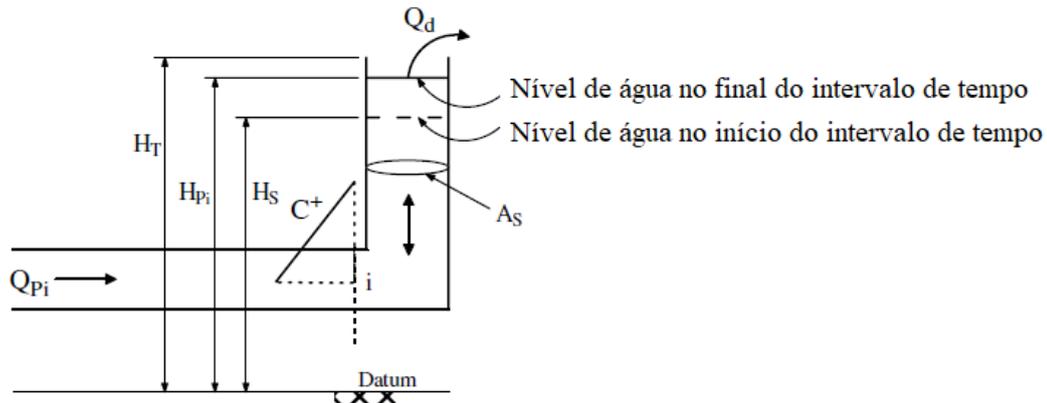


Figura 4.2 – Representação do tanque com nível variável (Soares *et al.* 2013b, modificado)

Considerando o esquema da Figura 4.2, o seguinte sistema de equações pode ser usado para a descrição da condição de fronteira de jusante (Soares *et al.*, 2013b):

Se $H_{p_i} > H_T$,

$$Q_{p_i} = C_p - C_{a_i} H_{p_i} \quad (4.3)$$

$$C_p = Q_A + C_{a_i} H_A - R \Delta t Q_A |Q_A| \quad (4.4)$$

$$Q_d = A_s + \sqrt{2g(H_{p_i} - H_T)} \quad (4.5)$$

Se $H_{p_i} \leq H_T$,

$$Q_{p_i} = C_p - C_{a_i} H_{p_i} \quad (4.6)$$

$$C_p = Q_A + C_{a_i} H_A - R \Delta t Q_A |Q_A| \quad (4.7)$$

$$H_{p_i} = H_s + 0,5(\Delta t/A_s)(Q_{P_i} + Q_s) \quad (4.8)$$

$$Q_d = 0 \quad (4.9)$$

em que Q_d é a vazão de saída do tanque de nível variável; A_s a área transversal do tanque vertical; H_T a altura do tanque; H_s o nível de água no início do intervalo de tempo; H_{P_i} o nível de água no final do intervalo de tempo; Q_s a vazão no início do intervalo de tempo.

4.3. PARADA BRUSCA DE BOMBA E CURTA LINHA DE SUÇÃO

Para a completa representação matemática de uma bomba, as relações entre vazão, Q , velocidade de rotação, N , altura manométrica, H , e torque do conjunto motor-bomba, T , devem ser especificadas e são chamadas de características da bomba. Parâmetros adimensionais relacionados ao ponto de melhor eficiência (valores nominais) são usados como referência e definidos pelas seguintes variáveis, sendo que o subscrito R denota valores nominais (Soares, 2007; Chaudhry, 2014):

$$v = \frac{Q}{Q_R}; \quad h = \frac{H}{H_R}; \quad \alpha = \frac{N}{N_R}; \quad \beta = \frac{T}{T_R} \quad (4.10)$$

Durante a operação normal da bomba, α , β , v e h são todos positivos. No entanto, durante o estado transitório, eles podem se tornar negativos individualmente ou em grupos. Avaliando os sinais destas relações de dependência, o funcionamento de uma bomba pode ser dividido em oito zonas de operação e quatro quadrantes, I-IV, em termos de um ângulo $\theta = \tan^{-1}(\alpha/v)$ (Figura 4.3).

As características da bomba determinam as condições de contorno, e uma equação diferencial define a variação da velocidade da bomba ao longo do tempo após a parada súbita. Nesse caso, será considerado um sistema de bombeamento composto apenas por uma bomba e curta linha de sucção, a qual poderá ser negligenciada nos cálculos.

As variáveis α , v , h e β no início do intervalo de tempo são conhecidas. Para calcular seus valores no final do intervalo de tempo são utilizadas as variáveis desconhecidas no final de cada intervalo de tempo, denotadas por α_P , v_P , h_P e β_P .

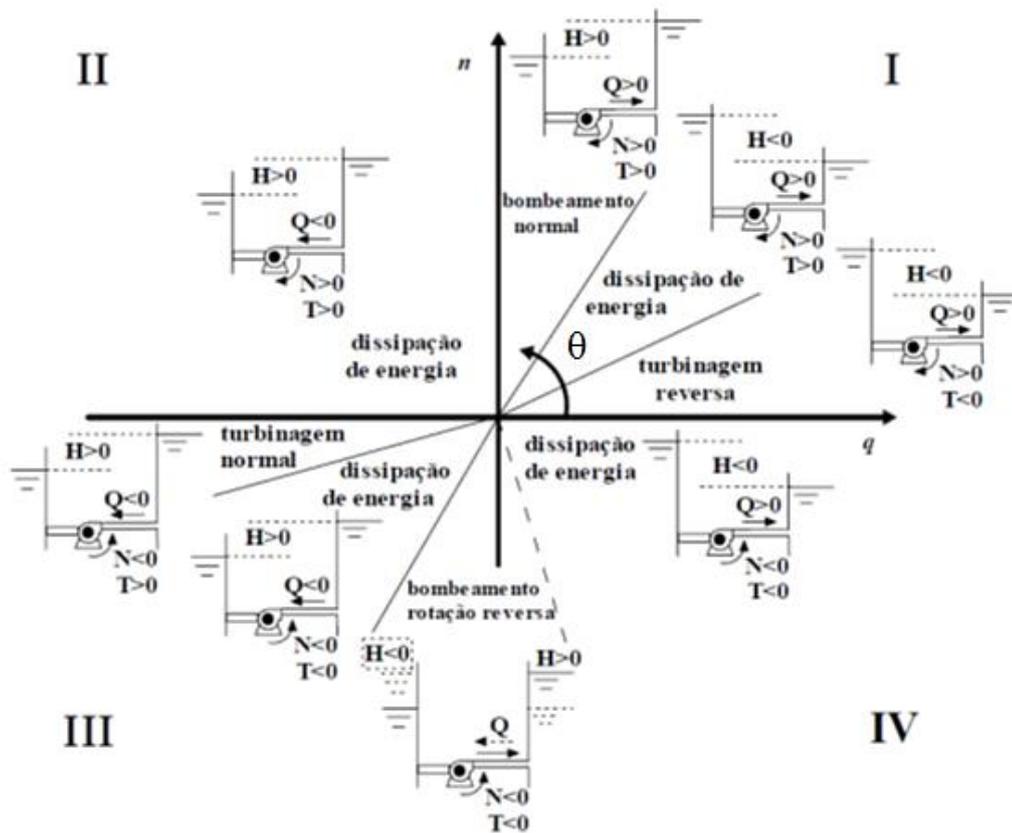


Figura 4.3 – Zonas e quadrantes de funcionamento de uma bomba (Ramos *et al.*, 2005).

A fim de realizar o cálculo dessas variáveis α , v , h e β , utiliza-se de um procedimento iterativo no qual ao final de cada iteração são obtidos valores de α_P , v_P , h_P e β_P . Para a correta avaliação dessas variáveis, primeiro deve ser determinado o segmento de reta das curvas características da bomba correspondentes a α_P e v_P . No entanto, como esses valores são inicialmente desconhecidos, deve-se utilizar como estimativa inicial os valores determinados por extrapolação a partir dos valores conhecidos no instante anterior de cálculo (iteração anterior). Dessa forma:

$$\alpha_e = \alpha_i + \Delta\alpha_{i-1} \quad (4.11)$$

$$v_e = v_i + \Delta v_{i-1} \quad (4.12)$$

sendo α_e e v_e os valores estimados ao final da iteração i , α_i e v_i os valores conhecidos na iteração i , $\Delta\alpha_{i-1}$ e Δv_{i-1} as variações durante a iteração $i-1$. Assim, os pontos na malha de cada lado de $\theta_e = \tan^{-1}(\alpha_e/v_e)$ são estabelecidos e as ordenadas $h/(\alpha^2+v^2)$ e $\beta/(\alpha^2+v^2)$ são determinadas a partir dos valores anteriormente armazenados. Considerando que os pontos

determinados correspondem aos valores de α_P , ν_P , h_P e β_P , e que obedecem aos segmentos de retas avaliados, temos que:

$$\frac{h_P}{\alpha_P^2 + \nu_P^2} = a_1 + a_2 \tan^{-1} \frac{\alpha_P}{\nu_P} \quad (4.13)$$

$$\frac{\beta_P}{\alpha_P^2 + \nu_P^2} = a_3 + a_4 \tan^{-1} \frac{\alpha_P}{\nu_P} \quad (4.14)$$

nas quais a_1 e a_2 , e a_3 e a_4 são constantes dos segmentos de reta das curvas características de pressão e torque, respectivamente. Se $y = a_1 + a_2x$ é a equação do segmento de reta passando pelos pontos (x_1, y_1) e (x_2, y_2) , então $a_1 = (y_1x_2 - y_2x_1) / (x_2 - x_1)$ e $a_2 = (y_2 - y_1) / (x_2 - x_1)$. Idem para a_3 e a_4 .

Com relação a seção (i, I) da Figura 4.4, a carga piezométrica na bomba pode ser calculada a partir da seguinte equação:

$$H_{P_{i,1}} = H_{suc} + H_P - \Delta H_{P_v} \quad (4.15)$$

sendo H_{suc} o nível da superfície do líquido em relação à superfície de referência no reservatório onde há a sucção, H_P a pressão do bombeamento em cada intervalo de tempo, ΔH_{P_v} a perda de carga na válvula em cada intervalo de tempo. A carga cinética é desconsiderada devido à sua pequena dimensão em comparação aos outros termos da equação.

As perdas de carga na válvula são computadas por meio da seguinte equação:

$$\Delta H_{P_v} = C_v Q_{P_{i,1}}^2 = C_v Q_{P_{i,1}} |Q_{P_{i,1}}| \quad (4.16)$$

em que C_v é o coeficiente de perda de carga da válvula e $Q_{P_{i,1}}^2$ é substituído por $Q_{P_{i,1}} |Q_{P_{i,1}}|$ para considerar corretamente o cálculo da vazão nos dois sentidos possíveis.

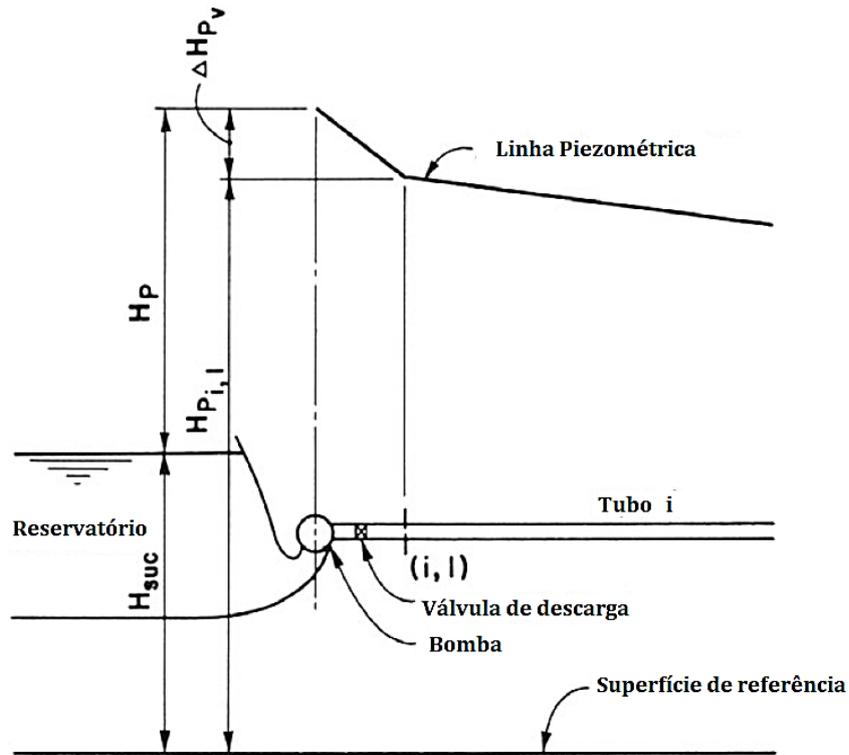


Figura 4.4 – Esquema da condição de contorno da bomba (Chaudhry 2014, modificado)

Para o cálculo do torque de um sistema rotacional, a equação diferencial de massas girantes pode ser utilizada. Tal expressão relaciona o torque ao momento de inércia polar e à aceleração angular do sistema. Desde que não haja forças externas agindo sobre o conjunto motor-bomba durante o transitório hidráulico, o torque da bomba será (Soares, 2007):

$$T = -I \frac{2\pi dN}{60 dt} \quad (4.17)$$

em que I é o momento de inércia polar do conjunto motor-bomba e N a velocidade de rotação da bomba em rpm . De acordo com a Equação (4.10), a Equação (4.17) pode ser reescrita como:

$$\beta = -I \frac{2\pi N_R}{60 T_R} \frac{d\alpha}{dt} \quad (4.18)$$

em que $T_R = 60\gamma H_R Q_R / (2\pi N_R \eta_R)$, sendo γ o peso específico do líquido e η_R o valor nominal da eficiência da bomba.

Utilizando um valor médio de β durante o mesmo intervalo de cálculo, a Equação (4.18) pode ser reescrita na forma de diferenças finitas:

$$\frac{\alpha_P - \alpha}{\Delta t} = \frac{60T_R}{2\pi IN_R} \frac{\beta + \beta_P}{2} \quad (4.19)$$

Na forma simplificada, a equação resultante fica da seguinte maneira:

$$\alpha_P - C_6\beta_P = \alpha + C_6\beta \quad (4.20)$$

em que:

$$C_6 = \frac{-15T_R\Delta t}{\pi IN_R} \quad (4.21)$$

Considerando que o sistema estudado possui curta linha de sucção, os cálculos são realizados negligenciando esse segmento. Como mencionado anteriormente, a condição de contorno impõe quatro variáveis não conhecidas α_P , v_P , h_P e β_P , que precisam ser determinadas a cada intervalo de tempo. Portanto, são necessárias quatro equações que forneçam uma única solução. A partir das equações de condições de contorno já impostas e da equação característica negativa, deriva-se a seguinte equação:

$$Q_R v_P = C_n + C_a H_{suc} + C_a H_R h_P - C_a C_v Q_R^2 v_P |v_P| \quad (4.22)$$

Em posse das Equações (4.13), (4.14), (4.20) e (4.22), procede-se à resolução via Método de Newton–Raphson. Substituindo a variável h_P da Equação (4.13) na Equação (4.22) e β_P da Equação (4.14) na Equação (4.20) e, posteriormente, simplificando, obtêm-se:

$$F_1 = C_a H_R a_1 (\alpha_P^2 + v_P^2) C_a H_R a_2 (\alpha_P^2 + v_P^2) \tan^{-1} \frac{\alpha_P}{v_P} - Q_R v_P - C_a C_v Q_R^2 v_P |v_P| + C_n + C_a H_{suc} = 0 \quad (4.23)$$

$$F_2 = \alpha_P - C_6 a_3 (\alpha_P^2 + v_P^2) - C_6 a_4 (\alpha_P^2 + v_P^2) \tan^{-1} \frac{\alpha_P}{v_P} - \alpha - C_6 \beta \quad (4.24)$$

Por diferenciação das equações (4.23) e (4.24) em relação a α_P e v_P , temos:

$$\frac{\partial F_1}{\partial \alpha_P} = C_a H_R \left(2a_1 \alpha_P + a_2 v_P + 2a_2 \alpha_P \tan^{-1} \frac{\alpha_P}{v_P} \right) \quad (4.25)$$

$$\frac{\partial F_1}{\partial v_P} = C_a H_R \left(2a_1 v_P - a_2 v_P + 2a_2 v_P \tan^{-1} \frac{\alpha_P}{v_P} \right) - Q_R - C_a C_v Q_R^2 |v_P| \quad (4.26)$$

$$\frac{\partial F_2}{\partial \alpha_P} = 1 - C_6 \left(2a_3 \alpha_P + a_4 v_P + 2a_4 \alpha_P \tan^{-1} \frac{\alpha_P}{v_P} \right) \quad (4.27)$$

$$\frac{\partial F_2}{\partial v_P} = C_6 \left(-2a_3 v_P + a_4 \alpha_P - 2a_4 v_P \tan^{-1} \frac{\alpha_P}{v_P} \right) \quad (4.28)$$

Assim, se α_P^i e v_P^i são os valores iniciais conhecidos, a solução do problema é dada por:

$$\alpha_P^{(2)} = \alpha_P^{(1)} + \delta \alpha_P \quad (4.29)$$

$$v_P^{(2)} = v_P^{(1)} + \delta v_P \quad (4.30)$$

em que:

$$\delta \alpha_P = \frac{F_2 \frac{\partial F_1}{\partial v_P} - F_1 \frac{\partial F_2}{\partial v_P}}{\frac{\partial F_1}{\partial \alpha_P} \frac{\partial F_2}{\partial v_P} - \frac{\partial F_1}{\partial v_P} \frac{\partial F_2}{\partial \alpha_P}} \quad (4.31)$$

$$\delta v_P = \frac{F_2 \frac{\partial F_1}{\partial \alpha_P} - F_1 \frac{\partial F_2}{\partial \alpha_P}}{\frac{\partial F_1}{\partial v_P} \frac{\partial F_2}{\partial \alpha_P} - \frac{\partial F_1}{\partial \alpha_P} \frac{\partial F_2}{\partial v_P}} \quad (4.32)$$

Se $|\delta \alpha_P|$ e $|\delta v_P|$ forem menores que uma tolerância especificada (por exemplo, 0,001), então $\alpha_P^{(2)}$ e $v_P^{(2)}$ são as soluções das Equações (4.23) e (4.24). O fluxograma da Figura 4.5 ilustra o procedimento de cálculo de uma bomba com parada brusca.

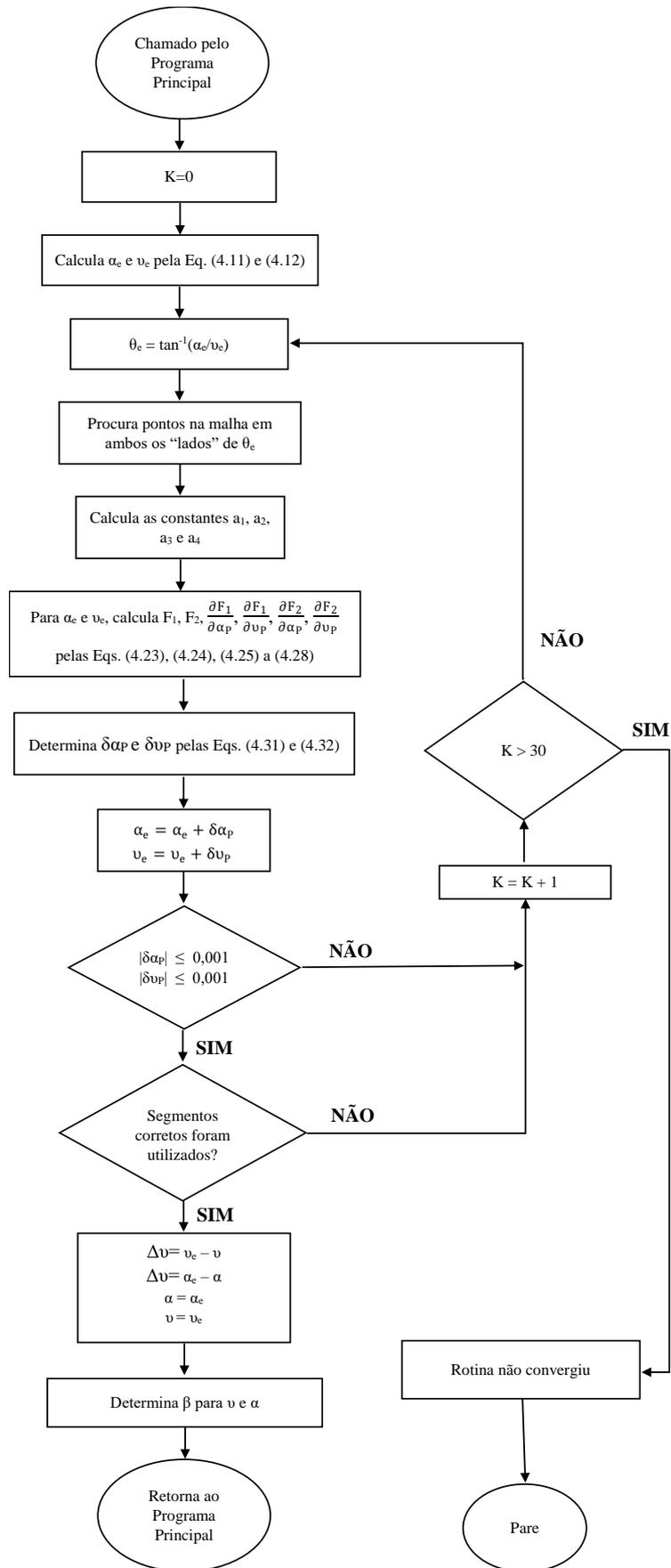


Figura 4.5 – Fluxograma do procedimento de cálculo da condição de contorno da parada brusca de bomba (Chaudhry 2014, modificado).

4.4. VENTOSA

Algumas hipóteses são feitas na análise da condição de contorno referente à ventosa (Wylie e Streeter, 1978; Wylie e Streeter, 1993; Chaudhry, 2014):

1. O ar entra e sai do tubo através da válvula sob condições de escoamento isentrópico (adiabático, sem atrito, sem ondas de choque ou de expansão);
2. A massa de ar dentro do tubo obedece a Transformação Isotérmica em que a massa é geralmente pequena e grandes áreas de tubo e de superfície de líquido proporcionam capacidade para manter a temperatura próxima da temperatura do líquido;
3. O ar admitido no tubo fica perto da válvula, onde pode ser expelido;
4. A elevação da superfície do líquido permanece constante e o volume de ar é pequeno em comparação com o volume de líquido.

Considerando uma ventosa localizada na junção de um trecho i com o trecho $(i + 1)$ como mostrado na Figura 4.6, as equações características positiva e negativa para as seções $(i, n + 1)$ e $(i + 1, 1)$ são:

$$Q_{P_{i,n+1}} = C_p - C_{a_i} H_{P_{i,n+1}} \quad (4.33)$$

$$Q_{P_{i+1,1}} = C_n + C_{a_{i+1}} H_{P_{i+1,1}} \quad (4.34)$$

Desconsiderando as perdas localizadas na ventosa, então:

$$H_{P_{i,n+1}} = H_{P_{i+1,1}} \quad (4.35)$$

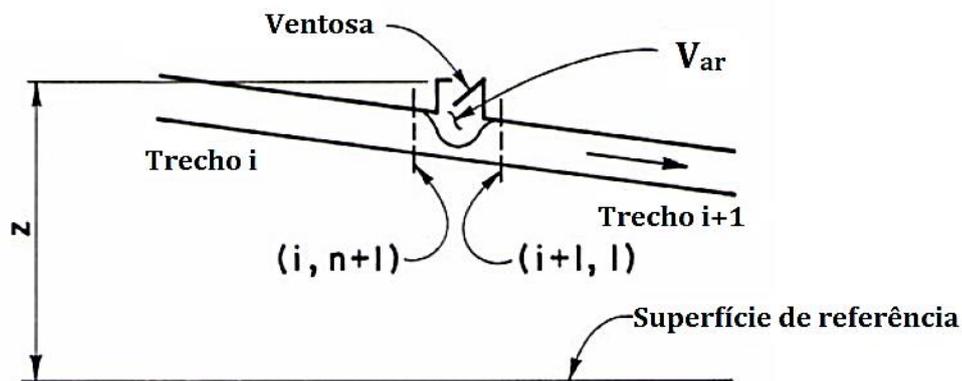


Figura 4.6 – Esquema da condição de contorno da ventosa (Chaudhry, 2014, modificado)

Quando $H_{P_{i,n+1}}$ cai abaixo de um valor predeterminado, y , ajustado na válvula, a válvula se abre e o ar flui para dentro da tubulação. Posteriormente, quando $H_{P_{i,n+1}} > y$, a válvula se fecha e o ar dentro da tubulação é aprisionado. Assim, dependendo da variação da pressão na ventosa ao longo do tempo, a válvula pode abrir e fechar várias vezes durante as condições transitórias e a massa de ar aprisionado aumenta com cada abertura da válvula.

Da equação da continuidade, tem-se que o volume de ar aprisionado é:

$$V_{P_{ar}} = V_{ar} + 0,5\Delta t [(Q_{P_{i+1,1}} + Q_{i+1,1}) - (Q_{P_{i,n+1}} + Q_{i,n+1})] \quad (4.36)$$

A partir da substituição das Equações (4.33) a (4.35) na Equação (4.36) é obtida a seguinte equação:

$$V_{P_{ar}} = C_{ar} + 0,5\Delta t (C_{a_i} + C_{a_{i+1}}) H_{P_{i,n+1}} \quad (4.37)$$

em que:

$$C_{ar} = V_{ar} + 0,5\Delta t (C_n + Q_{i+1,1} - C_p - Q_{i,n+1}) \quad (4.38)$$

Para uma expansão e uma contração isotérmica do ar dentro da tubulação, tem-se que:

$$PV_{P_{ar}} = m_{P_a} RT \quad (4.39)$$

em que R é a constante universal dos gases e p e T são a pressão absoluta e a temperatura do ar dentro da tubulação, respectivamente. A pressão absoluta é dada por:

$$p = \gamma (H_{P_{i,n+1}} - z + H_b) \quad (4.40)$$

em que z é a altura da abertura da ventosa acima da superfície de referência, γ o peso específico do líquido dentro da tubulação e H_b a pressão barométrica.

O fluxo de ar através da válvula ocorre em velocidade sônica se a pressão absoluta, p , dentro da tubulação for inferior a $0,53p_a$ (p_a = pressão barométrica), enquanto a velocidade do ar

através da válvula é subsônica se p for maior que $0,53p_a$ mas menor que p_a . As expressões para dm_a/dt são:

- Velocidade subsônica no fluxo de entrada do ar ($p_a > p > 0,53p_a$):

$$\frac{dm_a}{dt} = C_d A_v \sqrt{7 p_a \rho_a \left(\frac{p}{p_a}\right)^{1.43} \left[1 - \left(\frac{p}{p_a}\right)^{0.286}\right]} \quad (4.41)$$

- Velocidade sônica no fluxo de entrada do ar ($p \leq 0,53p_a$):

$$\frac{dm_a}{dt} = 0,686 C_d A_v \frac{p_a}{\sqrt{RT_a}} \quad (4.42)$$

- Velocidade subsônica no fluxo de saída do ar ($p_a/0,53p_a > p > p_a$):

$$\frac{dm_a}{dt} = -C_d A_v p \sqrt{\frac{7}{RT} \left(\frac{p_a}{p}\right)^{1.43} \left[1 - \left(\frac{p_a}{p}\right)^{0.286}\right]} \quad (4.43)$$

- Velocidade sônica no fluxo de saída do ar ($p \geq 0,53p_a$):

$$\frac{dm_a}{dt} = -0,686 C_d A_v \frac{p}{\sqrt{RT}} \quad (4.44)$$

em que C_d é o coeficiente de descarga da válvula (ventosa), A_v a área de abertura da válvula, ρ_a a densidade do ar na pressão atmosférica absoluta (p_a) e T_a a temperatura absoluta externa à tubulação.

As variáveis $H_{P_{i,n+1}}$, $V_{P_{ar}}$, m_{P_a} , $H_{P_{i+1,1}}$, $Q_{P_{i,n+1}}$ e $Q_{P_{i+1,1}}$, podem ser determinadas a partir das Equações (4.40), (4.37), (4.39), (4.35), (4.33) e (4.34), respectivamente. Antes da primeira abertura da válvula de entrada de ar, $m_a = 0$. Depois, no entanto, o valor de m_a aumenta com cada abertura subsequente da válvula.

O cálculo das equações da condição de contorno da ventosa, considerando dm_a/dt para admissão de ar, dada pela Equação (4.41), e para saída de ar, dada pela Equação (4.43), ambas em regime subsônico, geram uma equação não-linear. Segundo Wylie e Streeter (1978), a aproximação parabólica representa um método numérico ideal para resolução deste problema da não-linearidade por ser um método simples que não demanda grande esforço computacional.

4.5. VÁLVULA À JUSANTE COM DESCARGA LIVRE PARA A ATMOSFERA

A variação da carga piezométrica e da vazão no ponto da malha computacional onde se localiza a válvula é descrita conforme a formulação de orifícios. Em escoamento permanente, pode-se escrever (Soares, 2007):

$$Q_0 = (Cd_0 \cdot A_0) \sqrt{2gH_0} \quad (4.45)$$

sendo Q_0 a vazão, Cd_0 o coeficiente de vazão, A_0 a área do orifício e H_0 a pressão, todos para o escoamento permanente.

Considerando a mesma equação para um instante genérico:

$$Q_P = (Cd \cdot A) \sqrt{2gH_P} \quad (4.46)$$

sendo Q_P a vazão no ponto P, H_P a pressão no ponto P, Cd o coeficiente de vazão e A a área do orifício para um instante genérico da simulação. Dividindo a Equação (4.46) pela Equação (4.45), elevando ao quadrado ambos os lados e definindo a abertura relativa da válvula como $\tau = (Cd \cdot A) / (Cd_0 A_0)$, obtém-se (Chaudhry, 2014):

$$Q_P^2 = \frac{(Q_0 \tau)^2}{H_0} H_P \quad (4.47)$$

Substituindo H_P da Equação (3.21) (equação característica positiva) na Equação (4.47):

$$Q_P^2 + C_v Q_P - C_p C_v = 0 \quad (4.48)$$

em que:

$$C_v = \frac{(\tau Q_0)^2}{(C_a H_0)} \quad (4.49)$$

Resolvendo para Q_P e negligenciando o sinal negativo do radical:

$$Q_P = 0,5 \left(-C_v + \sqrt{C_v^2 + 4C_P C_v} \right) \quad (4.50)$$

Dessa maneira, agora o H_P pode ser determinado pela Equação (3.21).

4.6. VÁLVULA DE RETENÇÃO

A válvula de retenção a jusante do conjunto de bombeamento foi simulada como uma válvula em linha e o tempo de fechamento foi calibrado utilizando os dados de campo. A Figura 4.7 ilustra o esquema dessa condição de contorno. De acordo com Soares *et al.*(2013b), as seguintes equações representam a modelagem de uma válvula de retenção:

Para vazão positiva $\rightarrow (C_A - C_B) \geq 0$

$$Q_P = C_v(B_A + B_B) + \sqrt{C_v^2(B_A + B_B)^2 + 2C_v(C_A - C_B)} \quad (4.51)$$

Para vazão negativa $\rightarrow (C_A - C_B) < 0$

$$Q_P = C_v(B_A + B_B) - \sqrt{C_v^2(B_A + B_B)^2 - 2C_v(C_A - C_B)} \quad (4.52)$$

em que:

$$C_A = H_A + BQ_A \quad (4.53)$$

$$C_B = H_B - BQ_B \quad (4.54)$$

$$B_A = B + R'|Q_A| \quad (4.55)$$

$$B_B = B + R'|Q_B| \quad (4.56)$$

$$R' = \frac{f\Delta x}{2gDA^2} \quad (4.57)$$

$$B = \frac{a}{gA} \quad (4.58)$$

$$C_v = \frac{(\tau Q_0)^2}{(C_a H_0)} \quad (4.59)$$

sendo τ o coeficiente adimensional de abertura da válvula especificado em função do tempo ($\tau = 1$ para abertura total; $\tau = 0$ para fechamento total).

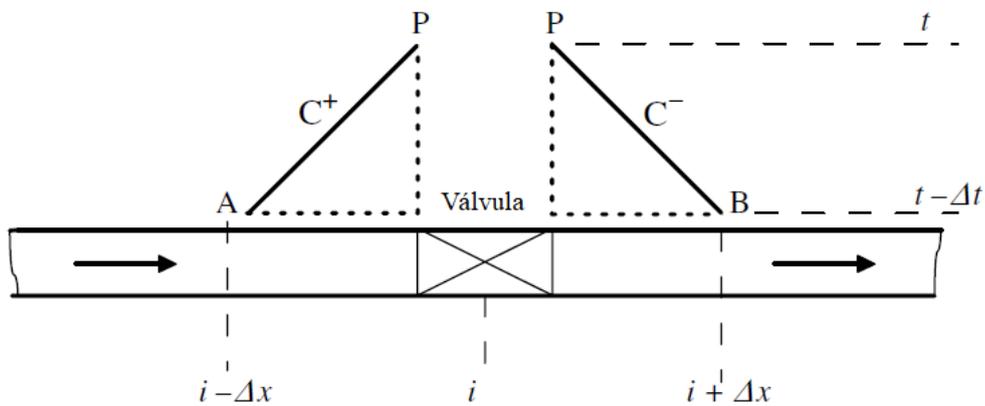


Figura 4.7 – Esquema da modelagem da válvula de retenção como válvula em linha

5. VALIDAÇÃO DO MODELO HIDRÁULICO

O simulador hidráulico desenvolvido utilizando a metodologia apresentada no Capítulo 4 teve suas rotinas e resultados validados por etapas seguindo a ordem de implementação das condições de contorno e efeitos dinâmicos. Inicialmente, utilizou-se o *software* ALLIEVI para validação da parada brusca da bomba e ventosa tríplice função a partir de um sistema hipotético. Posteriormente, foram empregados dados obtidos de uma instalação experimental no Laboratório de Hidráulica do Instituto Superior Técnico (Soares *et al.*, 2015; Soares *et al.*, 2016; Martins *et al.*, 2016) para validação dos métodos empregados para o fator de atrito variável e a cavitação.

5.1. SISTEMA DE BOMBEAMENTO DE ÁGUA - HIPOTÉTICO

O ALLIEVI é um *software* que é utilizado como ferramenta para analisar e verificar os efeitos transitórios de manobras efetuadas nos elementos do sistema hidráulico e que pode ser utilizado tanto na fase de concepção de um projeto como na fase de verificação da operação de um sistema. Na fase de concepção, o programa permite que se incorpore ao sistema vários dispositivos de proteção (vasos de pressão, tanques alimentadores unidirecionais, chaminés de equilíbrio, válvulas de alívio, etc.), de modo que as oscilações de pressão geradas por manobras nos componentes do sistema sejam mantidas entre limites predeterminados. Todos os cálculos são realizados mediante a aplicação do método das características (modelo elástico clássico).

O sistema proposto apresenta uma bomba na extremidade de montante e um reservatório de nível fixo a jusante. Entre eles, as seções internas de cálculo são consideradas como junções. O perfil da linha de recalque é ilustrado na Figura 5.1. O sistema é composto por uma bomba centrífuga com os valores nominais de 158 m para a altura manométrica, de 150 kW para a potência, rotação de 1750 rpm, 70 l/s para a vazão bombeada, 72,33 % para o rendimento, e momento polar de inércia de 4,03 kg.m². O conjunto motor-bomba recalca água de um reservatório a montante com nível fixo de 2 m para um reservatório a jusante com nível de 152 m. A linha de recalque é composta por tubos com rugosidade absoluta de 0,1 mm, diâmetro interno de 300 mm, celeridade de 1000 m/s e comprimento total de 1000 m. O transitório hidráulico é provocado pela parada súbita do conjunto motor-bomba.

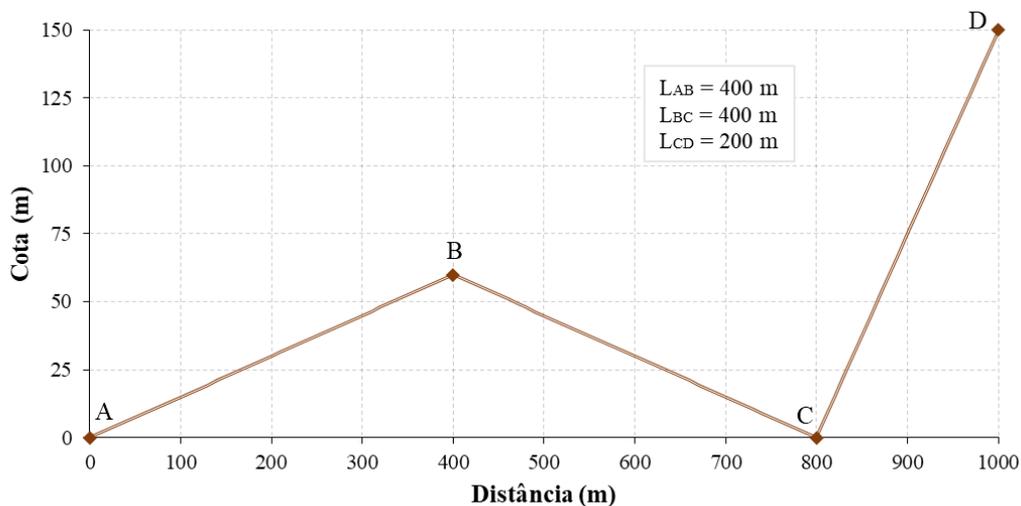


Figura 5.1 – Perfil da linha de recalque ($z_A = 0$ m; $z_B = 60$ m; $z_C = 0$ m; $z_D = 150$ m)

5.1.1. Parada brusca do conjunto motor-bomba

A primeira etapa da validação do modelo consistiu na simulação do modelo hipotético sem os dispositivos de proteção (ventosas) com o objetivo de analisar a condição de contorno da bomba. Para tanto, foram comparados os resultados obtidos do modelo computacional desenvolvido com as respostas apresentadas pelo ALLIEVI. A princípio, o sistema não possuía dispositivos de proteção e nem válvula de retenção a jusante do conjunto motor-bomba.

Na perspectiva dessa condição de contorno, os resultados foram comparados em termos da pressão (Figura 5.2), vazão bombeada (Figura 5.3) e rotação da bomba (Figura 5.4).

Observa-se, na Figura 5.2, que a subpressão inicial ($t = 2$ s) é reproduzida com bastante precisão pelo modelo hidráulico desenvolvido ($\cong 39,1$ m). A atenuação e a dispersão da onda de pressão se ajustam com precisão no intervalo de tempo simulado, reproduzindo picos de pressão análogos ($\cong 203,5$ m).

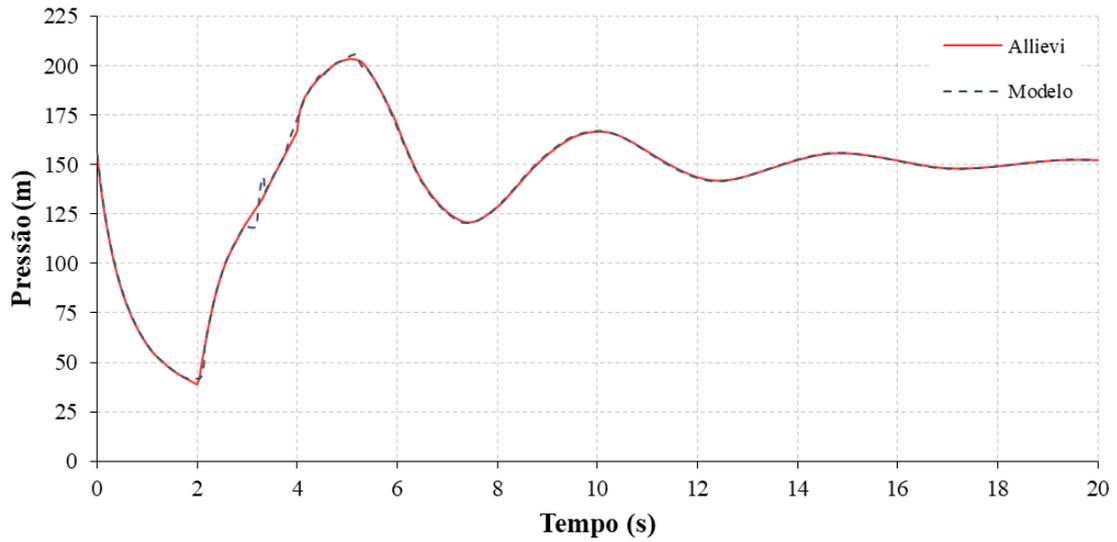


Figura 5.2 – Variação da pressão no sistema de bombeamento

Os resultados obtidos para a variação da vazão bombeada (Figura 5.3) e da velocidade de rotação (Figura 5.4) do conjunto motor-bomba também demonstraram convergência entre os dois modelos. Considerando a ausência da válvula de retenção no sistema, destaca-se a correlação entre a vazão registrada e a velocidade de rotação na bomba. Valores negativos de vazão indicam mudança no sentido do fluxo.

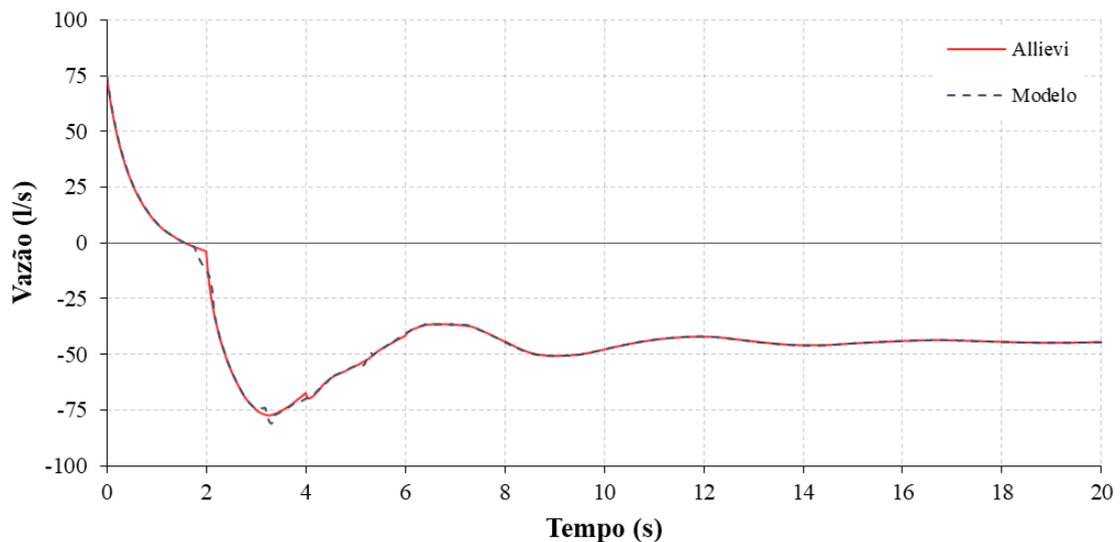


Figura 5.3 – Variação da vazão bombeada pelo conjunto motor-bomba

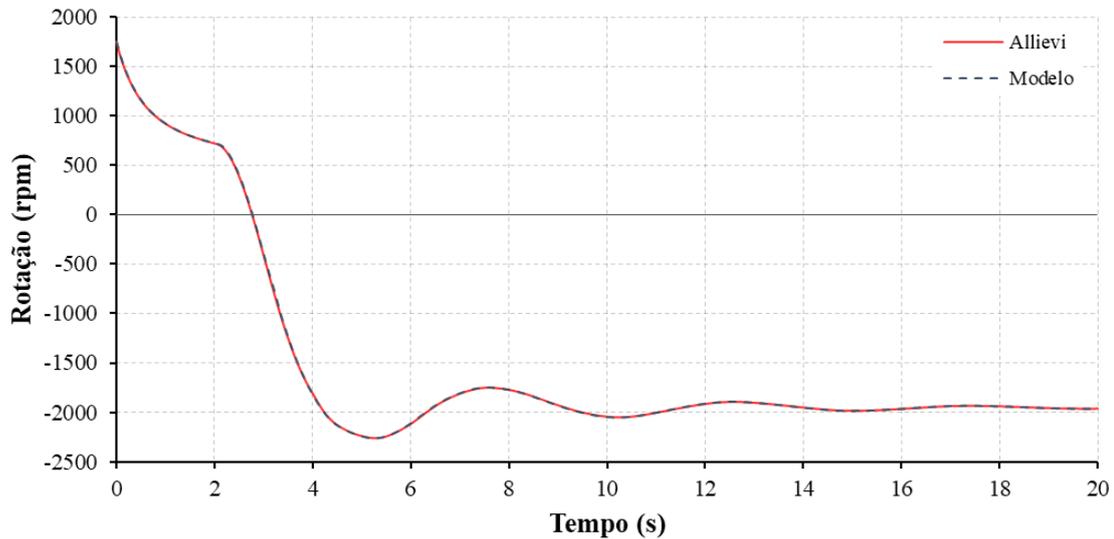


Figura 5.4 – Variação da velocidade de rotação da bomba

5.1.2. Ventosa Tríplice Função

A envoltória de pressões mínimas (Figura 5.5) do sistema hipotético indicou a ocorrência de pressões negativas em um trecho de aproximadamente 100 m ($330 \text{ m} \leq p_{\text{neg}} \leq 430 \text{ m}$) durante o transitório. Nesse caso, uma solução hidráulica eficiente significa elevar as pressões mínimas a valores aceitáveis, além de reduzir as pressões máximas, caso necessário. A menor carga de pressão calculada foi de -7,76 m no ponto B (400; 60). Apesar de ser prejudicial, não atingiu o valor limite de pressão de vapor, o que causaria separação da coluna líquida. Para evitar possível separação da coluna líquida ou mesmo fadiga do material da linha, pode-se optar por um dispositivo de proteção localizado neste ponto alto.

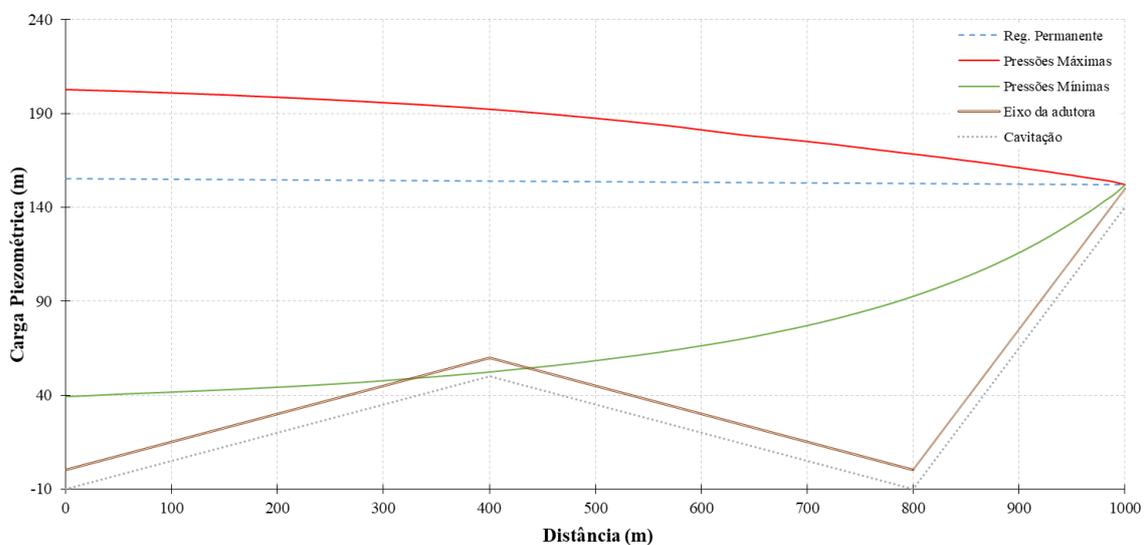


Figura 5.5 – Envoltórias de cargas piezométricas após parada da bomba (sem ventosa)

Essa situação se configura ideal para implantação de uma ventosa tríplice função e realização do teste comparativo entre os modelos numéricos. Então, para aliviar os efeitos da subpressão, foi escolhida a ventosa com diâmetros nominais de admissão e expulsão de ar de 80 mm e 20 mm, respectivamente. As curvas características de admissão e expulsão de ar pela ventosa utilizada são apresentadas na Figura 5.6a e na Figura 5.6b, respectivamente. Os coeficientes de descarga para entrada e saída de ar, C_{in} e C_{out} , foram definidos no valor constante de 0,61, usual para o cálculo de um orifício padrão. O ponto de pressão negativa ($z_B = 60$ m) foi escolhido como local de instalação da ventosa, tanto por apresentar cota elevada com alteração de inclinação como também por apresentar possível acúmulo de ar.

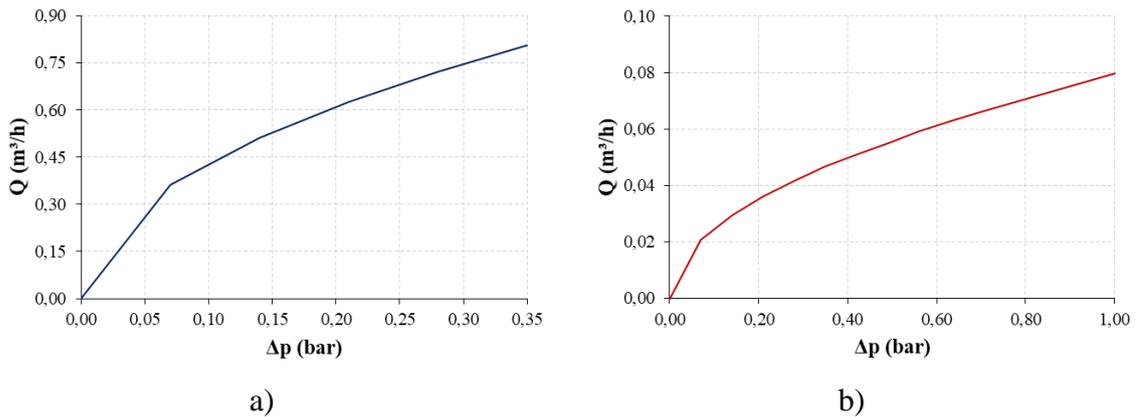


Figura 5.6 – Curvas Características da ventosa. a) Curva de admissão de ar. b) Curva de expulsão de ar

Com relação à implementação da ventosa, as respostas obtidas foram confrontadas em termos da pressão na ventosa ($x = 400$ m) (Figura 5.7), volume de ar no interior do conduto (Figura 5.8) e vazão de admissão e expulsão de ar pela ventosa (Figura 5.9).

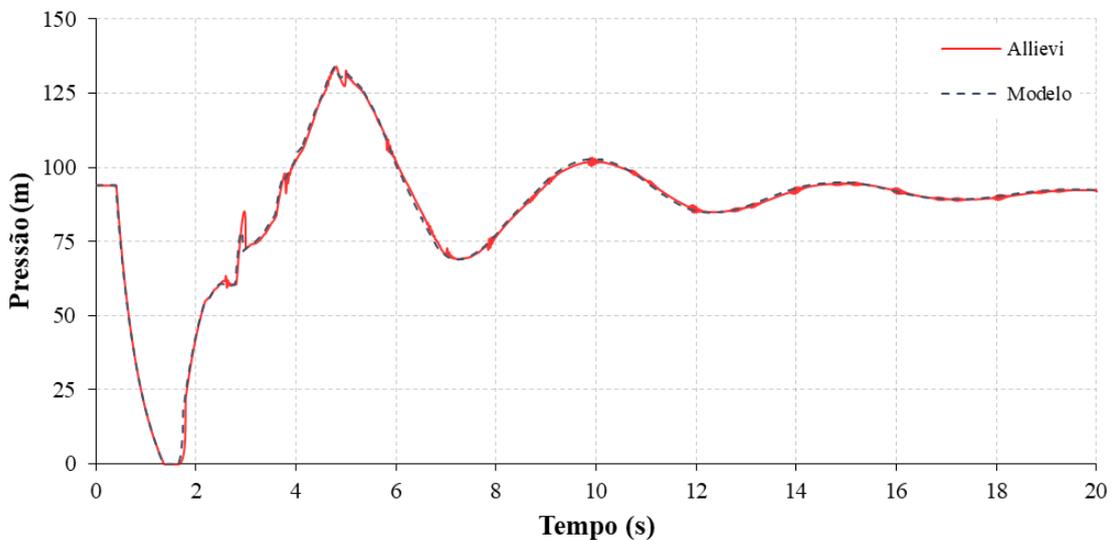


Figura 5.7 – Variação da pressão no ponto da ventosa

Após a entrada de ar devido ao decaimento da pressão interna, a pressão aumenta e, consequentemente, ocorre a expulsão do ar pela ventosa. A operação completa da ventosa durou 0,37 s, admitindo e expulsando um volume máximo de 1,6 litro de ar, conforme mostrado na Figura 5.8. Constatou-se significativa conformidade entre os modelos, que representaram de maneira muito similar o tempo de início e término do funcionamento da ventosa, bem como seus parâmetros de operação (volume de admissão e expulsão de ar).

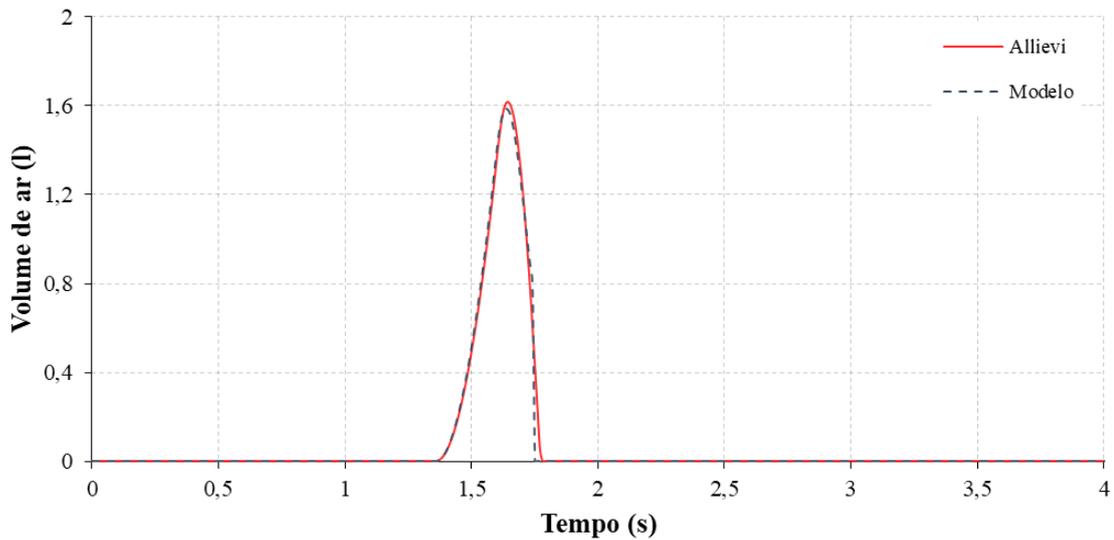


Figura 5.8 – Variação do volume de ar no interior do conduto

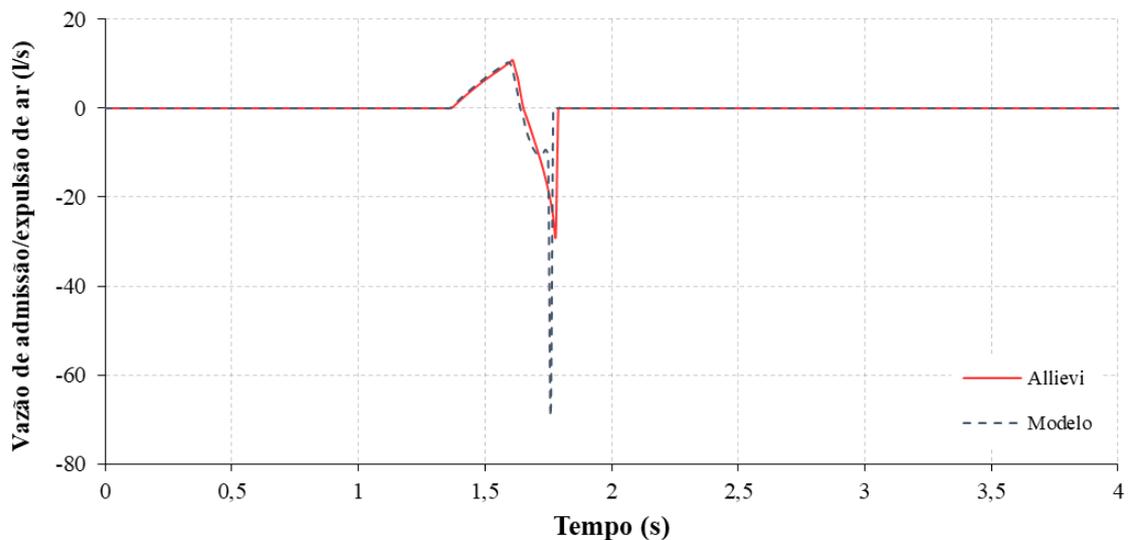


Figura 5.9 – Vazão de admissão (positiva) e expulsão (negativa) de ar pela ventosa

Apesar da conformidade verificada nos cálculos dos volumes de ar admitido e expulso, a resposta do modelo desenvolvido quanto a vazão de expulsão apresentou diferença da solução encontrada pelos dois modelos (Figura 5.9). Uma das possíveis causas é a diferença

nas discretizações utilizadas para o cálculo das vazões mássicas, já que a desconformidade observada foi causada pelo último valor calculado na expulsão de ar na última iteração da operação da ventosa, ou seja, uma diferença de valores de vazão de expulsão de ar em apenas um passo de tempo ($\Delta t = 0,01$ s).

5.1.3. Conclusões

O modelo proposto apresentou resultados em conformidade com o ALLIEVI. A comparação entre o simulador desenvolvido e os resultados do *software* sugere uma boa estimativa para as pressões transitórias máximas e mínimas apresentando valores conservadores válidos para projeto, uma vez que não possui a consideração do fator de atrito variável.

O modelo foi eficaz, sobretudo, na representação do comportamento da ventosa durante o processo de admissão de ar, quando os fenômenos de compressibilidade são mais importantes. A modelagem matemática das ventosas demanda procedimentos numéricos para resolução de uma equação não linear. Os métodos numéricos nem sempre apresentam convergência. Apesar da divergência encontrada entre os resultados dos modelos no que se refere ao valor máximo de vazão de expulsão de ar pela ventosa (com diferenças calculadas para apenas um passo de tempo), os modelos apresentaram importante grau de conformidade em termos das cargas de pressão, do volume de ar no interior do conduto e na vazão de admissão de ar.

5.2. SISTEMA EXPERIMENTAL RESERVATÓRIO-TUBO-VÁLVULA

Nessa etapa da validação, foi utilizado um sistema experimental montado no Instituto Superior Técnico de Lisboa, Portugal, que possui a configuração típica do esquema reservatório-tubo-válvula, na qual um escoamento permanente é interrompido por um fechamento quase instantâneo de uma válvula. Os dados obtidos nesse sistema já foram utilizados na elaboração de artigos publicados, tais como os trabalhos realizados por Soares *et al.* (2015), Soares *et al.* (2016) e Martins *et al.* (2016).

A tubulação é composta por um tubo retilíneo de cobre (Figura 5.10a) com um comprimento total de 15,22 m, diâmetro interno de 20 mm e espessura de 0,001 m. O sistema de bombeamento é composto por uma bomba centrífuga com vazão nominal de 1,0 l/s e altura manométrica de 46 m. Imediatamente a jusante da bomba, há um tanque hidropneumático

com volume total de 60 litros (Figura 5.10b), que simula o comportamento de um reservatório de nível fixo. Duas válvulas estão localizadas na extremidade a jusante da tubulação: uma válvula de esfera acionada pneumaticamente (Figura 5.10c), usada para gerar transitório hidráulico, e uma válvula de esfera operada manualmente, usada para controlar a vazão inicial de descarga.

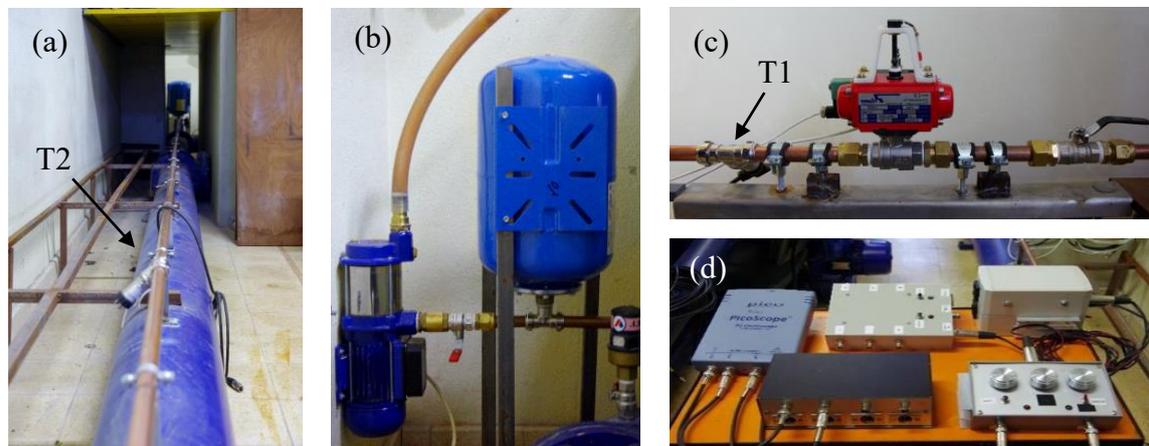


Figura 5.10 – Sistema experimental: (a) linha composta por tubos de cobre e transdutor T2; (b) bomba hidráulica e reservatório hidropneumático; (c) válvula pneumática e transdutor T1; (d) sistema de aquisição de dados (Martins *et al.*, 2016)

Os transdutores estão localizados na extremidade a jusante (T_1) e no comprimento médio da tubulação ($T_2 \approx 7,60$ m da extremidade a jusante), a fim de coletar dados de pressão transitória no sistema aquisição de alta frequência (3,0 kHz) (Figura 5.10d).

5.2.1. Fator de Atrito Variável

Com a finalidade de validar a contribuição da metodologia implementada para consideração do fator de atrito variável proposto por Vardy *et al.* (1993) no simulador, foram utilizados os resultados do teste fechando a válvula a jusante em escoamento não cavitante ($Q_0 = 0,109$ l/s). A celeridade foi estimada em 1255 m/s ($\Delta x = 1,0$ m; $\Delta t = 0,0007968$ s). O comparativo das pressões entre os resultados numérico e experimental é mostrado na Figura 5.11 e Figura 5.12 para o transdutor T_2 e na Figura 5.13 e Figura 5.14 para o transdutor T_1 .

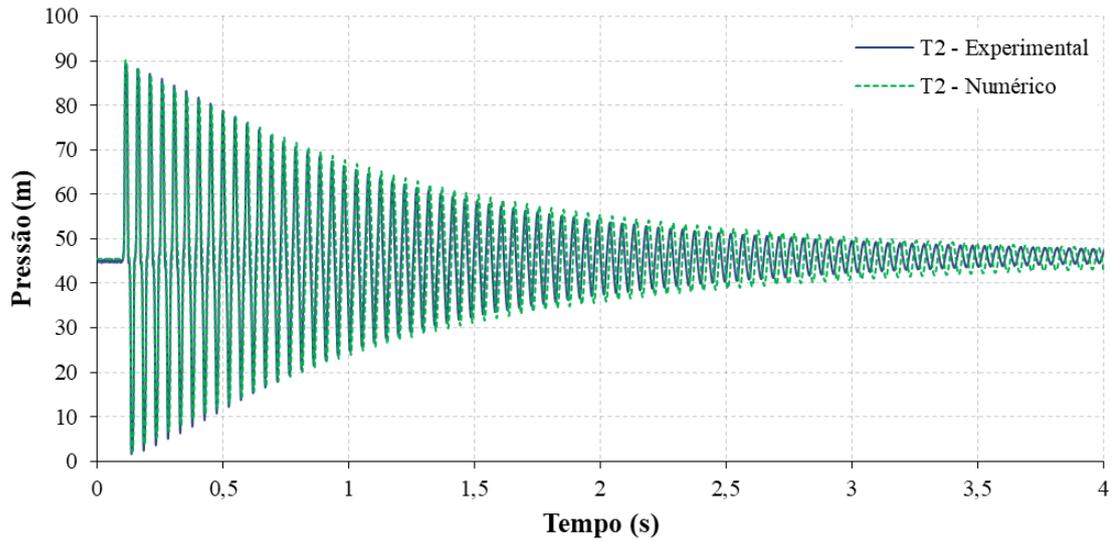


Figura 5.11 – Variação da pressão no comprimento médio da tubulação (T₂) durante os primeiros 4,0 segundos em escoamento não cavitante

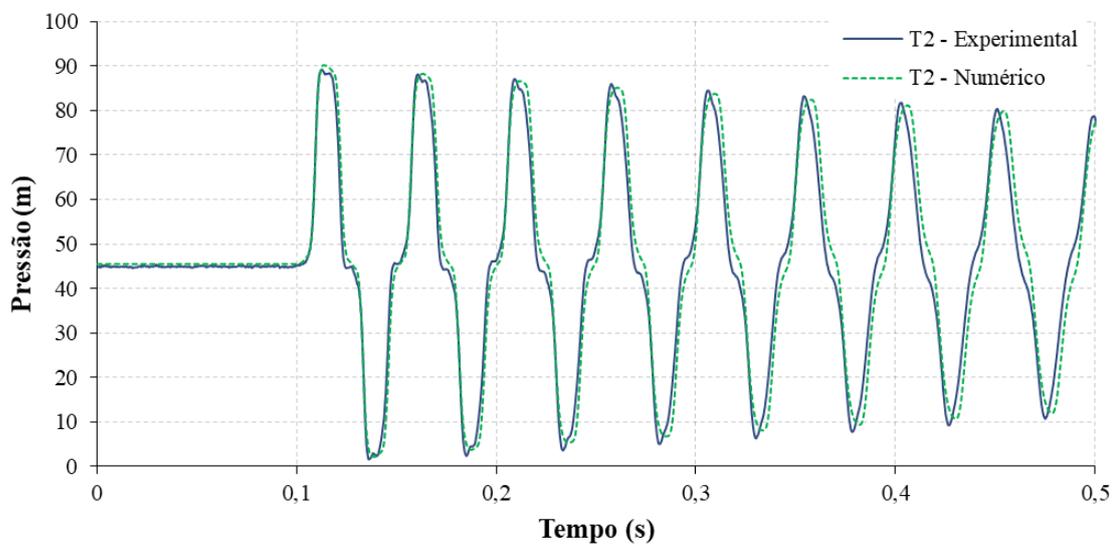


Figura 5.12 – Variação da pressão no comprimento médio da tubulação (T₂) durante os primeiros 0,5 segundo em escoamento não cavitante

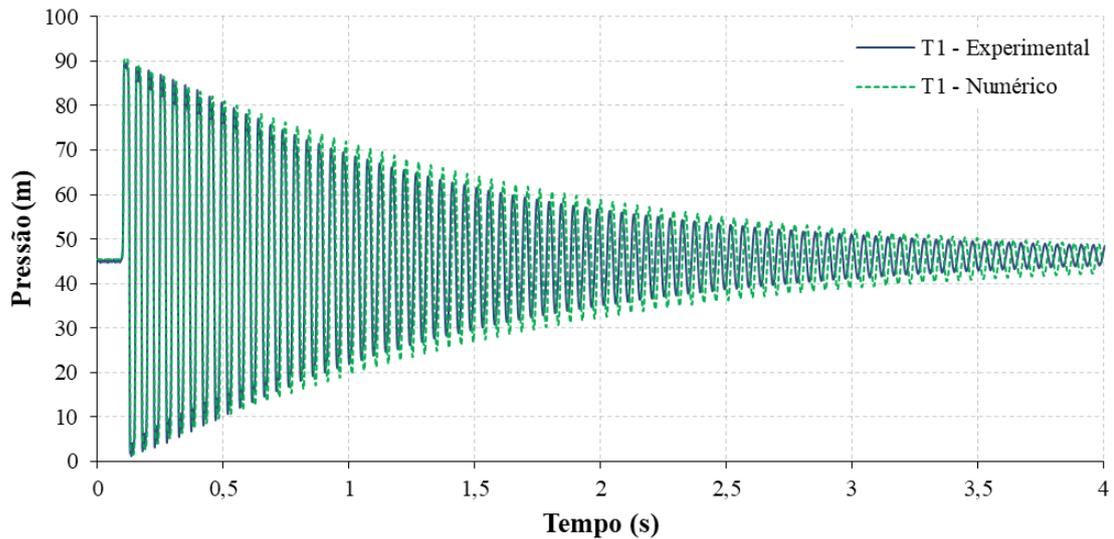


Figura 5.13 – Variação da pressão na extremidade a jusante (T_1) durante os primeiros 4,0 segundos em escoamento não cavitante

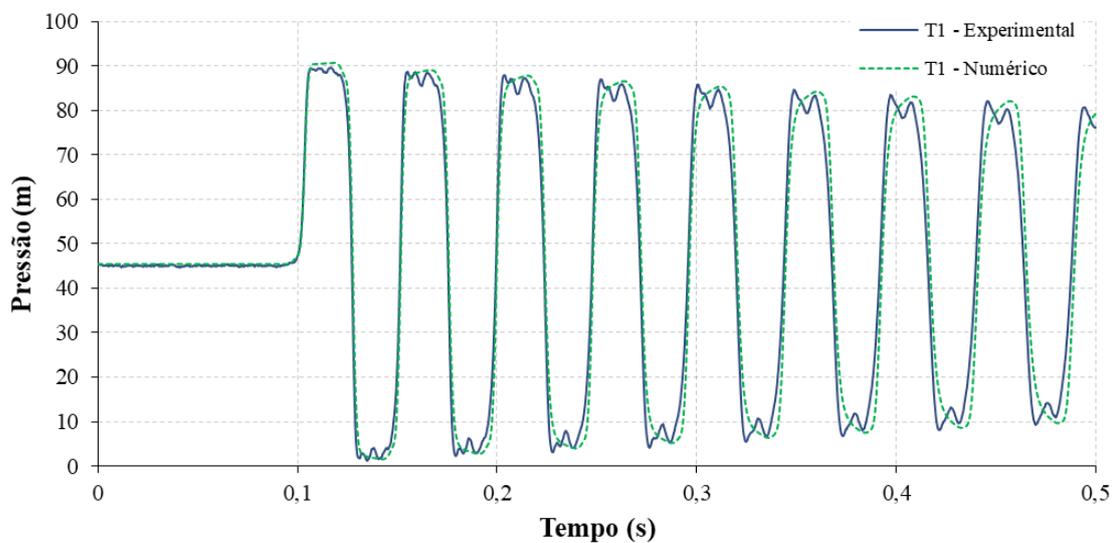


Figura 5.14 – Variação da pressão na extremidade a jusante (T_1) durante os primeiros 0,5 segundo em escoamento não cavitante

O modelo elástico com a consideração do fator de atrito variável (Vardy *et al.*, 1993) reproduziu bem os picos de pressão, bem como a atenuação das pressões observadas no sistema experimental. Apesar do modelo numérico apresentar um pequeno atraso da onda de pressão, os resultados se ajustaram com importante grau de concordância.

5.2.2. Discrete Gas Cavity Model (DGCM)

Com o propósito de gerar escoamento cavitante, alterou-se o fechamento da válvula manual na extremidade de jusante, gerando uma nova vazão de regime permanente, $Q_0 = 0,170$ l/s. O DGCM foi testado com o intuito de verificar se há boa concordância numérica com os resultados experimentais, considerando uma fração inicial de vazios, $\alpha_0 = 10^{-7}$. A celeridade permaneceu a mesma do teste anterior, quando foi estimada em 1255 m/s ($\Delta x = 1,0$ m; $\Delta t = 0,0007968$ s). Os resultados dos testes transitórios são mostrados em Figura 5.15, Figura 5.16, Figura 5.17, para o transdutor T_2 e na Figura 5.18, Figura 5.19 e Figura 5.20, para o transdutor T_1 . As simulações hidráulicas foram realizadas utilizando fator de atrito variável por meio do modelo de Vardy *et al.* (1993).

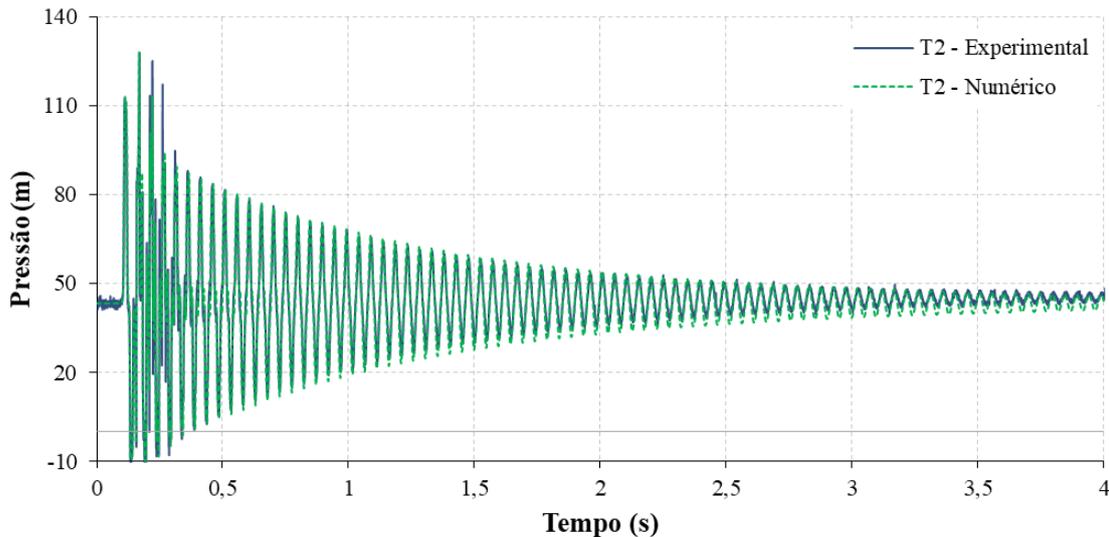


Figura 5.15 – Variação da pressão no comprimento médio da tubulação (T_2) durante os primeiros 4,0 segundos em escoamento cavitante

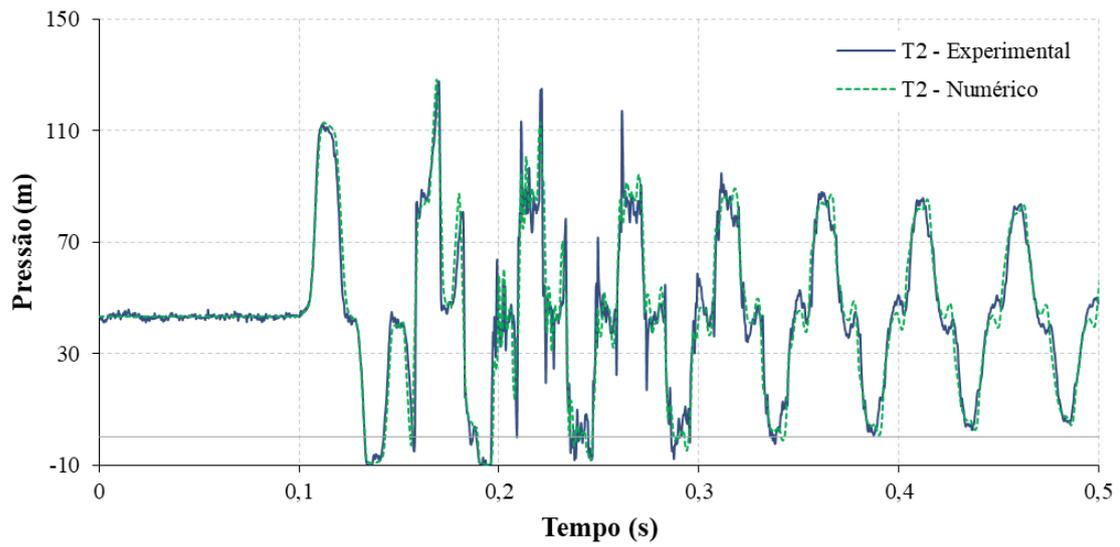


Figura 5.16 – Variação da pressão no comprimento médio da tubulação (T₂) durante os primeiros 0,5 segundo em escoamento cavitante

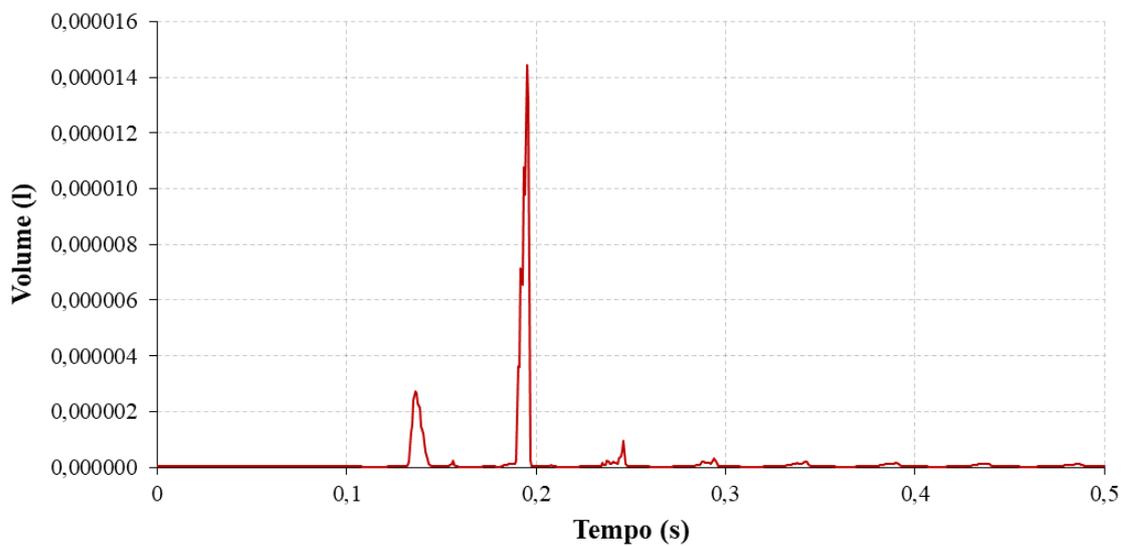


Figura 5.17 – Variação do volume da bolha de ar no comprimento médio da tubulação (T₂) durante o escoamento cavitante

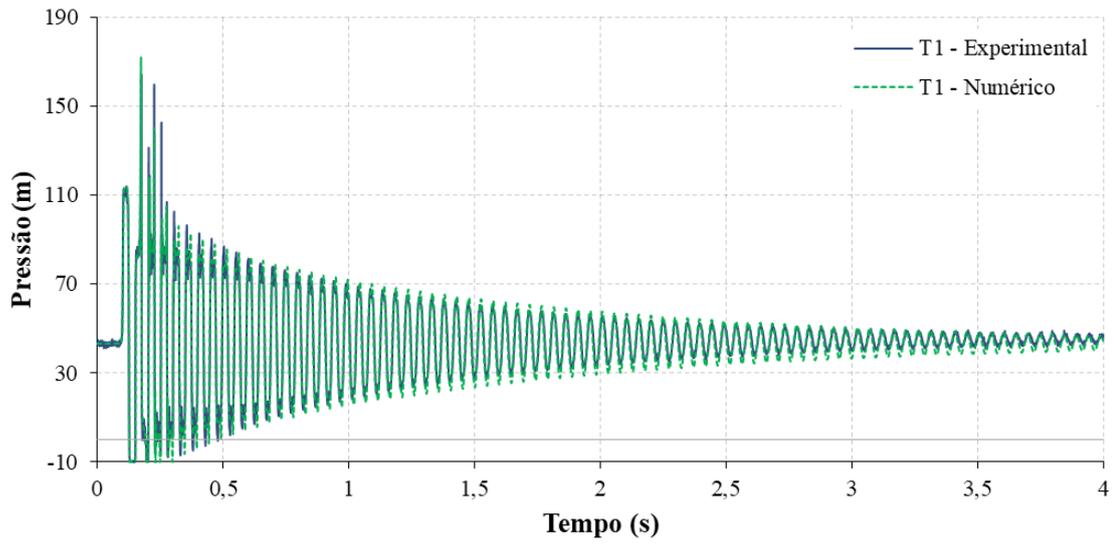


Figura 5.18 – Variação da pressão na extremidade a jusante (T_1) durante os primeiros 4,0 segundos em escoamento cavitante

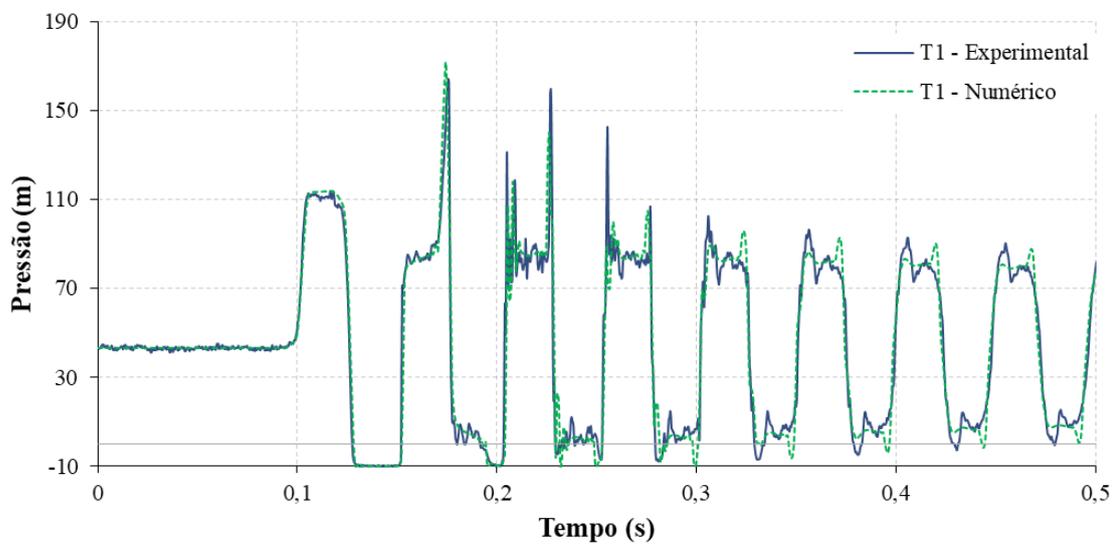


Figura 5.19 – Variação da pressão na extremidade a jusante (T_1) durante os primeiros 0,5 segundo em escoamento cavitante

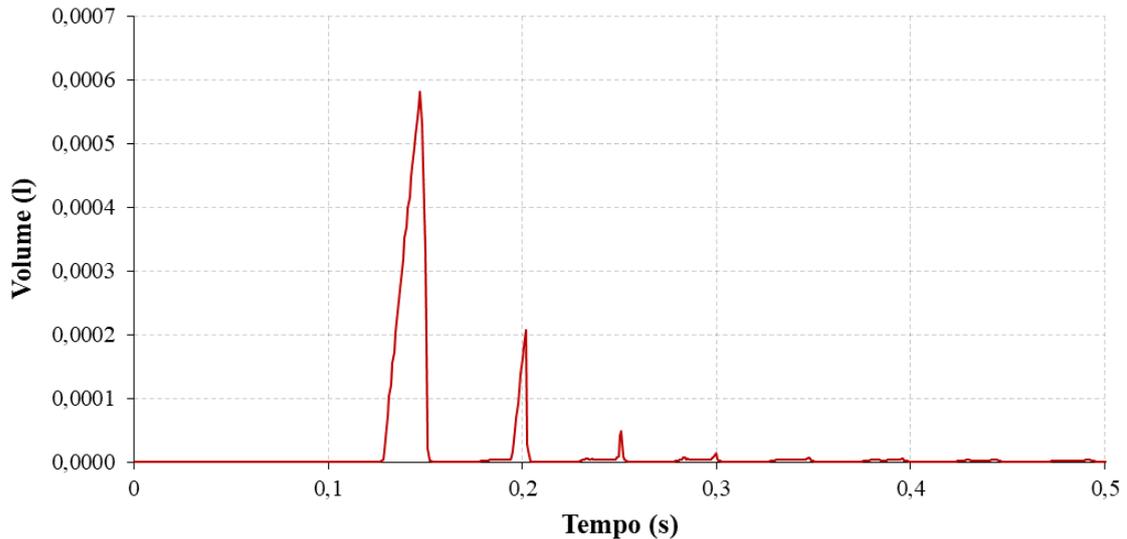


Figura 5.20 – Variação do volume da bolha de ar na extremidade a jusante (T_1) durante o escoamento cavitante

Ao considerar o fator de atrito variável e a cavitação gasosa por meio do DGCM, o modelo hidráulico reproduz com satisfatória precisão os valores máximos e mínimos de pressão de cada período de oscilação da onda de pressão. A atenuação e dispersão da onda também se ajustam bem ao intervalo de tempo simulado (4 s). Observa-se a conformidade dos valores do pico de pressão mais elevado após a rejunção da coluna líquida ($\approx 0,17$ s).

5.2.3. Conclusões

Resultados do modelo com a implementação da metodologia do fator de atrito variável proposta por Vardy *et al.* (1993) são comparados com os resultados de medições de pressão após o fechamento rápido da válvula a jusante em um sistema experimental simples no padrão reservatório-tubulação-válvula. Inicialmente, a verificação foi feita para a condição de escoamento não cavitante e, posteriormente, para escoamento cavitante. Nessa última situação, foi implementado o DGCM para simulação da cavitação, seguindo a metodologia proposta por Wylie e Streeter (1993).

Os resultados numéricos obtidos mostraram que tanto o DGCM como o modelo de fator de atrito variável utilizado reproduziram com grande precisão os efeitos dinâmicos causados pelos escoamentos cavitante e não cavitante (apenas no caso do fator de atrito variável), sobretudo a dispersão e atenuação da onda de pressão. Verificou-se, também, que o modelo

apresentou boas estimativas de valores de pressão durante os picos que foram gerados nas duas situações de escoamento.

6. ESTUDO DE CASO

As análises e avaliações do modelo hidráulico desenvolvido para o escoamento transitório foram feitas a partir da modelagem de um sistema real de bombeamento de esgotos, denominado Estação Elevatória do Saldanha, em Lisboa, Portugal. Comparações entre os resultados numéricos e observados foram realizadas. As medições de campo utilizadas neste trabalho foram feitas pelo Centro de Estudos de Hidrossistemas (CEHIDRO), do Departamento de Engenharia Civil do Instituto Superior Técnico (Lisboa), por meio da Prof.^a Dídida Covas, em 2008, com o objetivo de avaliar as instalações do sistema quando da ocorrência de transitórios hidráulicos. Os dados coletados foram gentilmente cedidos ao autor desse trabalho para fins acadêmicos.

6.1. DESCRIÇÃO DO SISTEMA DE BOMBEAMENTO DE ESGOTOS

O sistema de bombeamento de esgotos, localizado em Lisboa, Portugal, consiste de uma estação elevatória com três bombas submersíveis, iguais e dispostas em paralelo (B1, B2 e B3) conforme Figura 6.1. Cada bomba submersível possui os seguintes parâmetros nominais: vazão bombeada $Q_R = 540 \text{ m}^3/\text{h}$, altura manométrica $H_R = 10,3 \text{ m}$, potência $P_R = 40 \text{ kW}$, rotação $N_R = 1470 \text{ rpm}$, e rendimento $\eta_R = 0,80$.

A operação normal é realizada com uma ou duas bombas para a vazão máxima, sendo a terceira utilizada como reserva. A montante de cada bomba há uma válvula de controle automática (VCA) (Figura 6.1a) e uma válvula de retenção do tipo contrapeso (Figura 6.1c). O dispositivo de proteção é composto por um by-pass com válvula de retenção (Figura 6.1e), a qual deveria abrir quando pressões transitórias negativas ocorressem. A linha de recalque é composta por tubos de ferro dúctil DN700, comprimento total de 1300 m, com descarga para a atmosfera em sua extrema jusante.



Figura 6.1 – Estação elevatória de esgotos: (a) linhas de compressão, válvulas de gaveta (motorizadas) e válvulas de retenção; (b) poço de sucção e bombas submersíveis; (c) válvula de retenção; (d) transdutor de pressão na linha de recalque; (e) válvula de gaveta e válvula de retenção do by-pass; (f) transdutor de pressão (Soares e Covas, 2015).

O sistema de aquisição de dados consistiu de um transdutor de pressão (escala de 0 a 250 mca, com 0,2% de precisão) instalado imediatamente a montante da linha de recalque DN700 (Figura 6.1d e Figura 6.1f), uma placa de aquisição de dados com quatro canais e um notebook. A frequência de aquisição utilizada foi de 100 Hz.

A linha de recalque também possui duas ventosas tríplice função (DN 50) que, apesar de estarem em mau estado de conservação (Figura 6.2) , funcionam durante as manobras de acionamento e parada do conjunto elevatório, permitindo a entrada do ar sempre que se verifiquem pressões negativas. Este comportamento também reduz as pressões mínimas e máximas observadas.



Figura 6.2 – Ventosas instaladas na linha de recalque do Saldanha

A diferença de cotas entre a base do poço de sucção ($\pm -3,00$ m) e a seção de saída na estação de tratamento ($\pm 8,00$ m) é de aproximadamente $\pm 11,00$ m. A altura da água no poço de sucção varia entre as cotas $-0,60$ m e $-3,00$ m. A Figura 6.3 apresenta o perfil topográfico da linha de recalque.

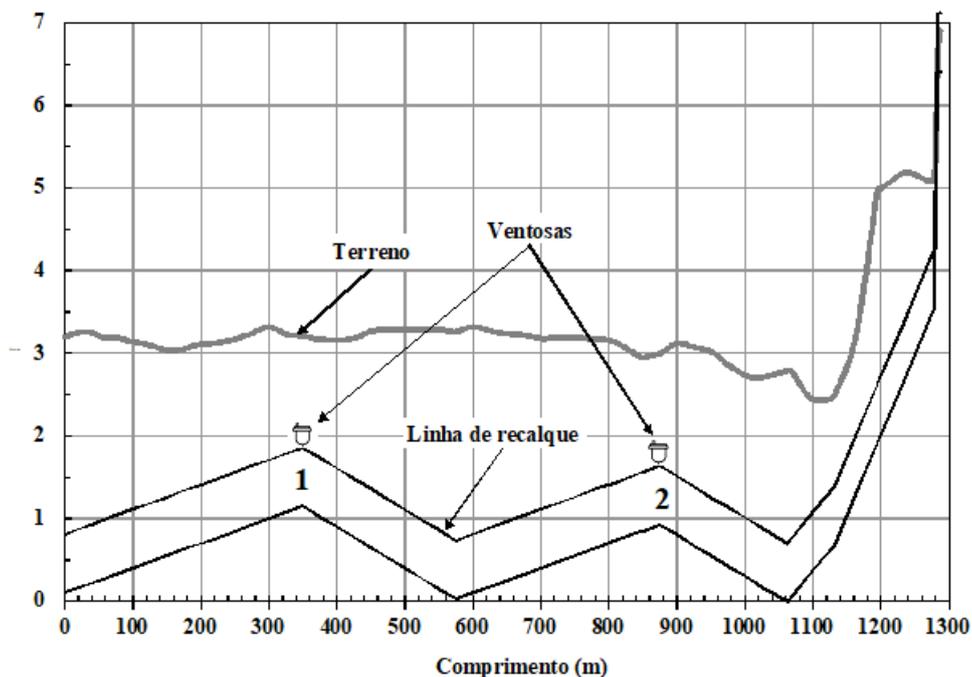


Figura 6.3 – Perfil topográfico da linha de recalque de esgotos (Soares e Covas, 2015)

6.2. ENSAIOS E COLETA DE DADOS

Com a finalidade de monitorar os transientes hidráulicos do sistema elevatório de esgotos para a obtenção de dados necessários à calibração e verificação do modelo, são propostas manobras de parada súbita e simultânea (no caso em que a operação ocorre com mais de uma bomba) dos conjuntos motor-bomba. Esse procedimento é realizado efetuando-se o corte brusco da energia elétrica. Os ensaios são realizados em duas configurações: operação do sistema utilizando apenas um conjunto motor-bomba (Ensaio 1) e operação simultânea dos dois conjuntos motor-bomba disponíveis (Ensaio 2).

Os dados característicos da operação para o Ensaio 1 são mostrados na Tabela 6.1. Realizou-se a parada súbita do conjunto motor-bomba observando pressão mínima de - 2,42 m e pressão máxima de 11,82 m (Figura 6.4).

Tabela 6.1 – Dados de operação do sistema com apenas um conjunto motor-bomba

Parâmetro	Valor
Vazão de funcionamento	156,0 l/s
Comprimento total	1300 m
Diâmetro interior	700 mm
Velocidade	0,41 m/s
Perda de carga total	0,28 m

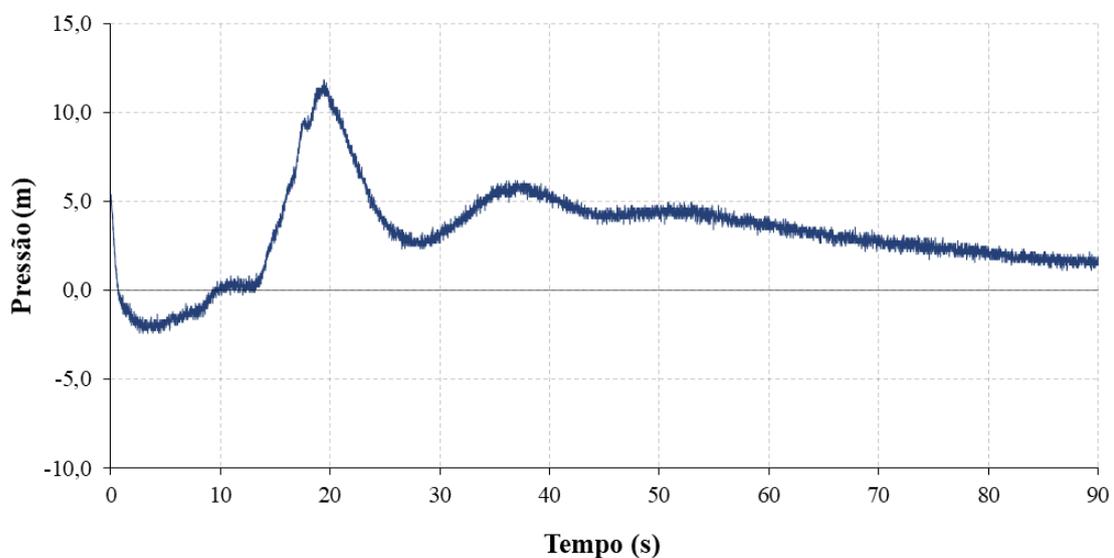


Figura 6.4 – Variação da pressão medida no Ensaio 1

A mesma metodologia de ensaio foi aplicada para a situação em que dois conjuntos motor-bomba operam simultaneamente, de acordo com os dados mostrados na Tabela 6.2. Os resultados obtidos revelaram valores de pressão mínima de - 4,42 m e pressão máxima de 12,58 m. Considerando que o fluido aduzido é água residual com gases dissolvidos, o valor de - 4,42 m está próximo da pressão de vapor do fluido, que, por sua vez, dependerá da concentração de gás e da temperatura da mistura, mas que poderá variar entre - 6,0 a - 9,0 m.

Tabela 6.2 – Dados de operação do sistema com dois conjuntos motor-bomba

Parâmetro	Valor
Vazão de funcionamento	300,0 l/s
Comprimento total	1300 m
Diâmetro interior	700 mm
Velocidade	0,78 m/s
Perda de carga total	0,90 m

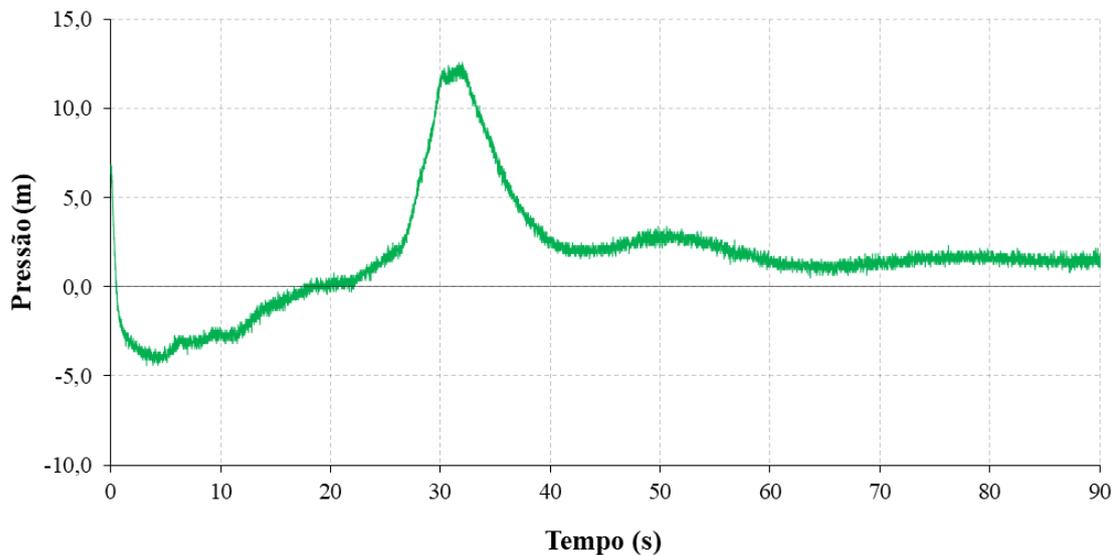


Figura 6.5 – Variação da pressão medida no Ensaio 2

A Figura 6.6 apresenta uma síntese dos principais valores obtidos das medições realizadas em campo na Estação Elevatória do Saldanha, tanto para o Ensaio 1 como para o Ensaio 2.

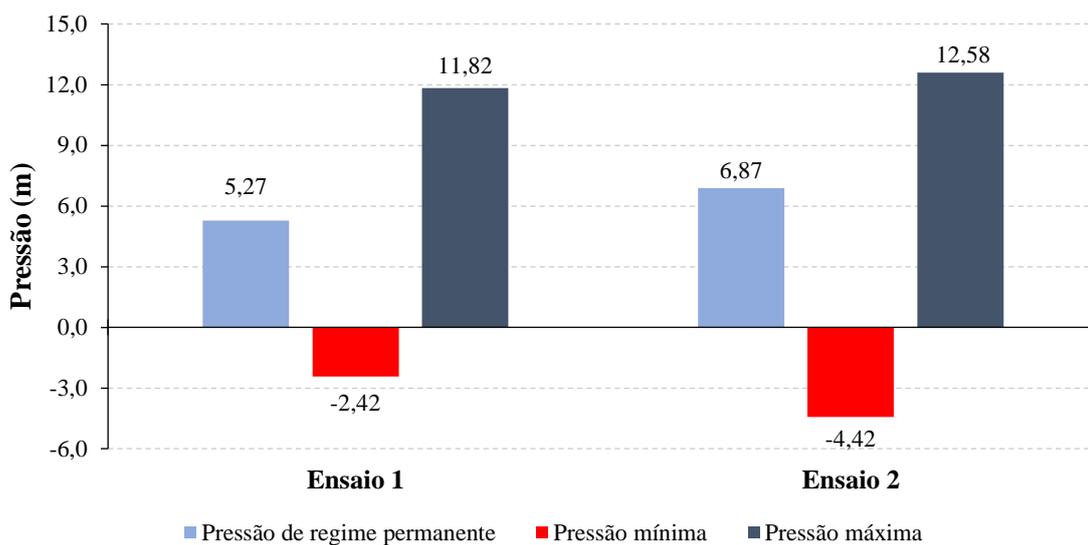


Figura 6.6 – Sumário dos valores máximos, mínimos e do regime inicial observados nos Ensaio 1 e 2

6.3. ANÁLISE DO SINAL DE PRESSÃO

Visando os procedimentos de modelagem e calibração do simulador, foi realizada uma análise detalhada dos dados de campo para identificar características específicas da resposta hidráulica do sistema frente ao evento transitório e avaliar os respectivos efeitos no sinal de pressão. Dessa feita, os esforços durante os ajustes e calibração são direcionados com maior eficácia.

A análise foi realizada apenas para os dados do Ensaio 2, visto que a operação com dois conjuntos motor-bomba será trabalhada com maior número de cenários estudados. Ademais, a similaridade dos sinais de pressão de ambos os ensaios permite estender essa avaliação para o Ensaio 1. Foram constatadas reflexões da onda de pressão relacionadas à variação da velocidade de rotação do sistema de bombeamento devido à parada brusca das bombas, curva e velocidade de fechamento parcial da válvula de retenção devido à reversão da vazão, atuação das ventosas tríplice função devido à ocorrência de pressões subatmosféricas e descarga livre à atmosfera.

Como pode ser visto na Figura 6.7, após a parada súbita do sistema de bombeamento, uma subpressão é causada (1) e a onda de pressão viaja ao longo do sistema rumo ao extremo de jusante com descarga livre. Inicialmente, quando a pressão atinge valores subatmosféricos, as ventosas são acionadas e iniciam o processo de admissão de ar na tubulação (2). No momento em que a inércia da bomba é vencida (3), ocorre a mudança da direção da vazão,

fazendo com que a válvula de retenção (VR) inicie seu fechamento. A operação das ventosas junto com o fechamento da VR determina o perfil e a magnitude do pico de pressão no sistema (4). Posteriormente, as ventosas atuam no sentido de expulsar o ar da tubulação (5), limitando sua compressão no interior do conduto e, dessa feita, observa-se o decréscimo da carga piezométrica no sistema. Em seguida, a atuação das ventosas, mais uma vez no sentido de admitir ar, evita o alcance de pressões inferiores à atmosférica (6). Pode-se observar a rápida tendência do sistema em entrar em um novo regime permanente, o que se deu a uma pressão abaixo daquela observada no momento anterior ao evento transitório (7). Considerou-se que, depois que a bomba foi desligada e, enquanto a onda de pressão não chegasse à extremidade a jusante, o efluente ainda era entregue ao reservatório final. Depois que a onda de pressão chega à extremidade a jusante da tubulação, a descarga se aproxima de zero e a coluna líquida no ramal final oscila. Isso ocorre porque há uma perda de volume de fluido enquanto ainda há pressão positiva na seção final da tubulação. A solução proposta considera a modelagem da variação do nível do líquido na seção final por tanque de nível variável com descarga livre na atmosfera.

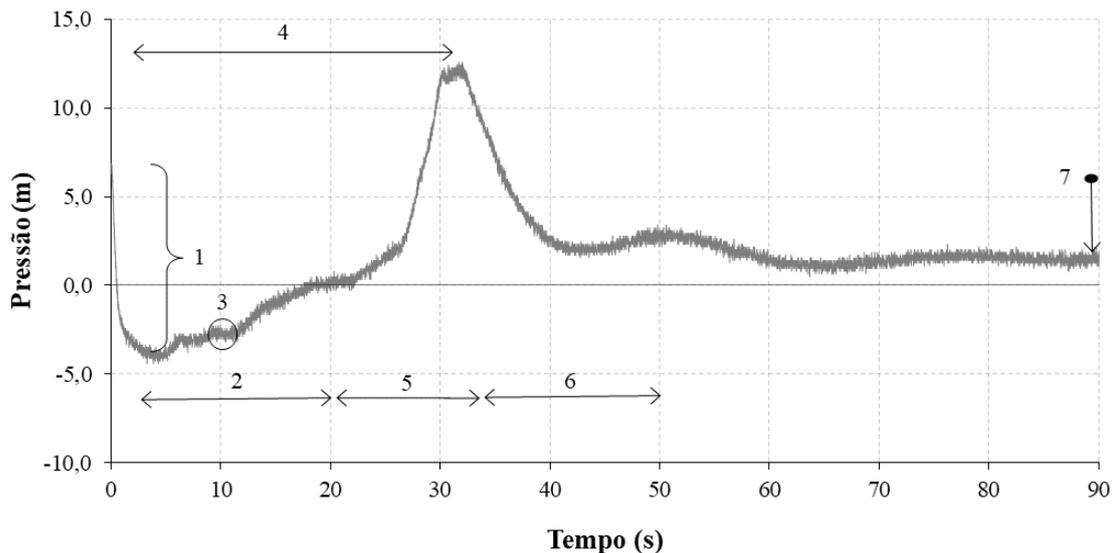


Figura 6.7 – Análise do sinal de pressão na estação elevatória de esgotos (Ensaio 2)

6.4. CONDIÇÕES ESTABELECIDAS PARA MODELAGEM HIDRÁULICA DO SISTEMA

De acordo com as equações apresentadas nos Capítulos 3 e 4 , deriva-se as seguintes premissas para a correta interpretação dos resultados provenientes do modelo hidráulico:

1. O fluido é bifásico (exceto quando não for considerada a cavitação gasosa), homogêneo e compressível. A compressibilidade do fluido é incorporada na velocidade da onda de pressão;
2. Alterações na densidade e temperatura do fluido durante transientes são insignificantes em comparação com as variações de pressão e vazão;
3. O escoamento é unidimensional (1D) com um perfil de velocidade pseudo-uniforme em cada seção transversal da tubulação;
4. O material da tubulação tem um comportamento elástico linear;
5. Assume-se tubulação sem nenhum movimento axial e, portanto, a interação dinâmica fluido-tubo é negligenciada;
6. A tubulação é reta e uniforme, com seção transversal constante, sem escoamento lateral de entrada ou saída.

No instante que antecede o início da parada das bombas, o sistema hidráulico se encontra em funcionamento normal, isto é, o escoamento processa-se em regime permanente, em duas situações distintas: com 1 ou com 2 grupos em funcionamento (Ensaio 1 e 2).

Um dos parâmetros que assume importância relevante na modelagem hidráulica dos transitórios é o valor da celeridade. De fato, é este o fator que traduz a capacidade de armazenamento, por deformabilidade do conjunto da tubulação e do fluido, durante a propagação das ondas de pressão.

Para estimar o valor da celeridade adotou-se a seguinte expressão para tubulações metálicas (Halliwell, 1963):

$$a = \frac{\sqrt{\frac{\varepsilon}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon D}{E e}}} \quad (6.1)$$

em que a é a celeridade em m/s; ε é o módulo de elasticidade do fluido; ρ é a massa específica do fluido; E é o módulo de elasticidade da tubulação ($1,6 \times 10^{11}$ N/m² para ferro fundido); D é o diâmetro interno da tubulação (0,7 m); e é a espessura da tubulação (0,014 m).

O valor da celeridade calculada para a tubulação de ferro fundido DN700, que constitui a linha de recalque, é de aproximadamente 1100 m/s. O comprimento total da tubulação foi dividido em elementos de discretização, Δx , com 50 m de comprimento. Considerando $C_N = 1$, obtém-se o valor do passo de tempo, Δt , igual a 0,0454545 s.

6.5. CALIBRAÇÃO DO MODELO HIDRÁULICO

Geralmente, a calibração é uma tarefa desafiadora, dadas as inúmeras incertezas associadas às características do sistema e às condições operacionais. Ela é composta por duas etapas: 1) comparação de pressões calculadas com pressões observadas e 2) ajustes dos dados de entrada para que seja verificada maior ajuste entre os dados e os valores simulados.

O modelo hidráulico foi calibrado utilizando dados de pressão transitória observados na parada súbita da elevatória de Saldanha, nos cenários de operação com uma e duas bombas. Uma das fontes de incertezas desse sistema reside no fechamento da válvula de retenção do tipo contrapeso (Figura 6.1c). Durante o fechamento das válvulas de retenção, foi identificado que elas permitem retorno de vazão e que a manobra de fechamento é lenta e não chega a isolar totalmente os trechos de montante e jusante, ou seja, as válvulas de retenção não fecham completamente. Dessa maneira, o levantamento da curva de fechamento/abertura das válvulas de retenção foi considerado o procedimento mais sensível para o ajuste do modelo hidráulico.

A calibração foi feita manualmente, técnica que consiste em fazer estimativas sucessivas, mais ou menos arbitrárias, das variáveis do sistema (por exemplo, curva de fechamento da válvula) e alterá-las por um procedimento de tentativa e erro, até que um erro aceitável seja alcançado. A calibração se concentrou em determinar a curva de fechamento da válvula de retenção simultaneamente aos ajustes nos diâmetros de admissão e expulsão de ar das ventosas, no momento polar de inércia dos conjuntos motor-bomba e da fração inicial de vazios do modelo DGCM.

Os cenários de calibração foram definidos de acordo com a quantidade de bombas em operação, considerações de fator de atrito, cavitação gasosa e fração inicial de vazios (Tabela 6.3 e Tabela 6.4). O primeiro cenário avaliado se refere ao modelo elástico clássico, comumente empregado em *softwares* comerciais. Os demais cenários decorrem da situação

em que a cavitação gasosa é considerada e, a partir deles, são feitas calibrações sucessivas para cada situação específica simulada.

Tabela 6.3 – Cenários de calibração para o sistema com dois conjuntos motor-bomba

Cenário	Modelo	Fator de Atrito	Comportamento da VR
1	Clássico	Constante	Ideal (Fechamento total e instantâneo)
2.1	DGCM ($\alpha_0=10^{-7}$)	Variável	Calibrado – fechamento parcial
2.2	DGCM ($\alpha_0=10^{-7}$)	Constante	Calibrado – fechamento parcial
2.3	DGCM ($\alpha_0=10^{-6}$)	Variável	Calibrado – fechamento parcial
2.4	DGCM ($\alpha_0=10^{-6}$)	Constante	Calibrado – fechamento parcial
2.5	DGCM ($\alpha_0=10^{-5}$)	Variável	Calibrado – fechamento parcial
2.6	DGCM ($\alpha_0=10^{-5}$)	Constante	Calibrado – fechamento parcial
2.7	DGCM ($\alpha_0=10^{-4}$)	Variável	Calibrado – fechamento parcial
2.8	DGCM ($\alpha_0=10^{-4}$)	Constante	Calibrado – fechamento parcial

Tabela 6.4 – Cenários de calibração para o sistema com um conjunto motor-bomba

Cenário	Modelo	Fator de Atrito	Comportamento da VR
1	Clássico	Constante	Ideal (Fechamento total e instantâneo)
2.1	DGCM ($\alpha_0=10^{-7}$)	Variável	Calibrado – fechamento parcial
2.2	DGCM ($\alpha_0=10^{-7}$)	Constante	Calibrado – fechamento parcial
2.7	DGCM ($\alpha_0=10^{-4}$)	Variável	Calibrado – fechamento parcial
2.8	DGCM ($\alpha_0=10^{-4}$)	Constante	Calibrado – fechamento parcial

6.6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Simulações foram feitas com o objetivo de analisar o comportamento do modelo computacional no cálculo do transitório hidráulico após a interrupção súbita do sistema de bombeamento. A análise também se estende aos efeitos dinâmicos envolvidos no escoamento cavitante com e sem o fator de atrito variável. As simulações foram realizadas utilizando dados referentes ao sistema de bombeamento de esgotos do Saldanha, conforme descrito neste capítulo.

Diversos cenários foram considerados para as análises hidráulicas, os quais podem ser divididos em duas categorias. A primeira considera o modelo clássico do golpe de aríete sem a inclusão de cavitação e fator de atrito variável. Já a segunda categoria leva em consideração a cavitação gasosa mediante a implementação do modelo DGCM. Na última, o fator de atrito é avaliado tanto no modelo clássico (fator de atrito constante) como no modelo proposto por Vardy *et al.* (1993) (fator de atrito variável).

6.6.1. MODELO ELÁSTICO CLÁSSICO – CENÁRIO 1

Na primeira tentativa de representação dos transitórios hidráulicos, as simulações hidráulicas foram realizadas de acordo com a metodologia de projeto, ou seja, sem calibração do modelo e utilização do modelo elástico com perdas por atrito em regime permanente e sem cavitação (Cenário 1). A válvula de retenção foi modelada com comportamento ideal, ou seja, ela fecha instantaneamente assim que a vazão iniciava o retorno por ela e abre instantaneamente sempre quando a pressão a montante se torna maior que a pressão de jusante.

Comparações entre os resultados numéricos obtidos e os dados observados imediatamente a jusante das válvulas de retenção são apresentados na Figura 6.8. As válvulas de retenção (VR) fecham em $t = 9,8$ s e voltam a abrir quando a carga de pressão cai abaixo da carga de pressão atmosférica. Após o fechamento instantâneo das válvulas de retenção, o comportamento do transitório hidráulico é similar ao do modelo clássico para uma manobra rápida.

As cargas de pressão extremas são bem representadas pelo modelo, pois são ligeiramente superiores às observadas e, portanto, a favor da segurança. A carga de pressão mínima observada foi de -4,4 m e a mínima calculada foi de -6,6 m, enquanto a carga de pressão

máxima observada foi de 12,5 m e a máxima calculada foi de 15,5 m. Entretanto, o comportamento hidráulico do sistema não foi bem representado pelo modelo elástico sem fator de atrito variável, cavitação gasosa e o ajuste do fechamento das válvulas de retenção.

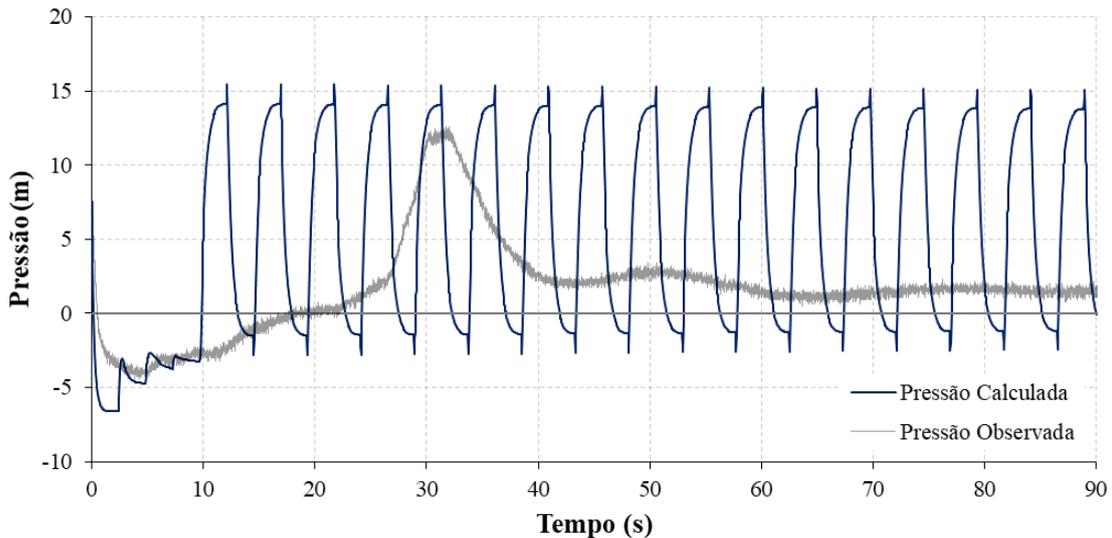


Figura 6.8 – Resultados numéricos versus dados observados para o Cenário 1 (duas bombas)

Posteriormente, as comparações foram feitas utilizando os dados para a operação do sistema com apenas uma bomba, como pode ser observado na Figura 6.9. A válvula de retenção fecha em $t = 5,2$ s. Enquanto a carga de pressão mínima observada foi de -2,4 m e a mínima calculada foi de -5,2 m, a carga de pressão máxima observada foi de 11,8 m e a máxima calculada foi de 15,4 m. Mais uma vez, o modelo clássico atuou em favor da segurança, calculando pressões superiores àquelas observadas. Entretanto, o modelo clássico também não demonstrou boa precisão na representação da propagação da onda de pressão na VR.

O comportamento ideal da VR (fechamento total e instantâneo) antecipou o surgimento de sobrepressões e subpressões no sistema, já que a válvula encontrada em campo, além de não ser estanque, possui um fechamento lento, o que retarda e reduz os picos de pressão. Ademais, a desconsideração dos efeitos dinâmicos não proporcionou amortecimento considerável da onda de pressão, como é observado nos dados coletados em campo.

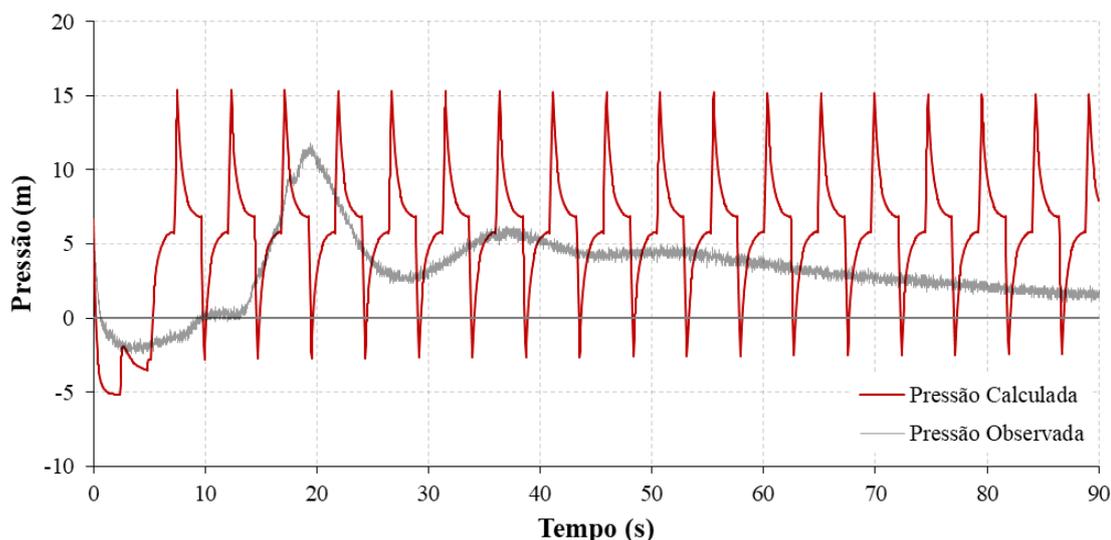


Figura 6.9 – Resultados numéricos versus dados observados para o cenário 1 (uma bomba)

6.6.2. MODELO COM CAVITAÇÃO GASOSA – CENÁRIO 2

Com relação ao sinal de pressão, os resultados numéricos do Cenário 1 apresentaram alguns picos de pressão nos primeiros 10 s, os quais não foram observados nas medições de campo. Neste intervalo de tempo, o trecho de recalque da elevatória encontra-se sob pressões negativas e, como o líquido transportado é caracterizado por possuir ar dissolvido, tal intervalo apresenta escoamento cavitante gasoso. Assim, o modelo DGCM foi incorporado nas simulações hidráulicas, bem como o modelo de fator de atrito variável de Vardy *et al.* (1993) (cenário 2). Diversas manobras de fechamento das válvulas de retenção foram testadas simultaneamente à determinação dos diâmetros de admissão e expulsão de ar das ventosas tríplice função e às mudanças da fração inicial de gás dissolvido no sistema. As válvulas de retenção não fecham completamente e o valor final do coeficiente de fechamento, τ , foi de 1%, para operação com duas bombas, e 2,0 a 2,5% para operação com uma bomba.

A raiz do erro médio quadrático (RMSE) é utilizada para avaliar o ajuste da calibração de cada cenário com os dados observados e o potencial ganho da utilização da metodologia de fator de atrito variável nas simulações. Esse parâmetro estatístico que tem a mesma dimensão dos valores avaliados, o que facilita sua interpretação. O RMSE é calculado de acordo com a Equação (6.2).

$$\text{RMSE} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\hat{H}_i - H_i)^2} \quad (6.2)$$

sendo N o número de dados, \hat{H} os valores medidos das cargas piezométricas e H os valores de pressão calculados das cargas piezométricas.

O modelo hidráulico foi calibrado utilizando dados medidos de pressão para a parada súbita de dois conjuntos motor-bomba. A rugosidade absoluta foi determinada em $\lambda = 0,15$ mm, considerando vazão inicial $Q_0 = 300$ l/s, altura estática de 9,7 m entre o poço de sucção (nível da superfície de -3,0 m) e a descarga livre em reservatório de nível variável a jusante (cota de 6,7 m). A celeridade da onda de pressão foi calculada em 1100 m/s, o que estabeleceu uma malha computacional com $\Delta t = 0,0454545$ s para $\Delta x = 50$ m. O momento de inércia polar do conjunto de bombeamento foi calculado de acordo com Thorley e Faithfull (1992), o que resultou em 0,9 kg.m². Foi feito um leve ajuste para 1,0 kg.m² para obtenção de melhores resultados nos primeiros 10 s de simulação, período em que ainda há vazão positiva na bomba devido à sua inércia e, portanto, contribuição no amortecimento das pressões transitórias pelo conjunto girante da bomba.

A Figura 6.10 e a Figura 6.11 apresentam os resultados referentes ao Cenário 2.1 e ao Cenário 2.2, respectivamente. Ambos os cenários pertencem ao grupo com a fração inicial de gás $\alpha_0 = 10^{-7}$.

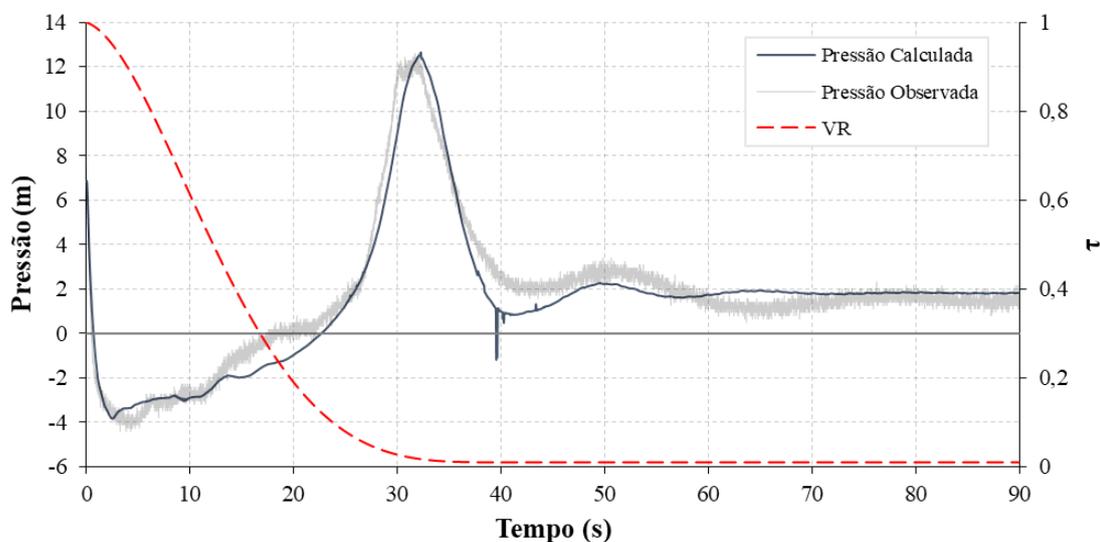


Figura 6.10 – Resultados numéricos *versus* dados observados para o Cenário 2.1 (duas bombas)

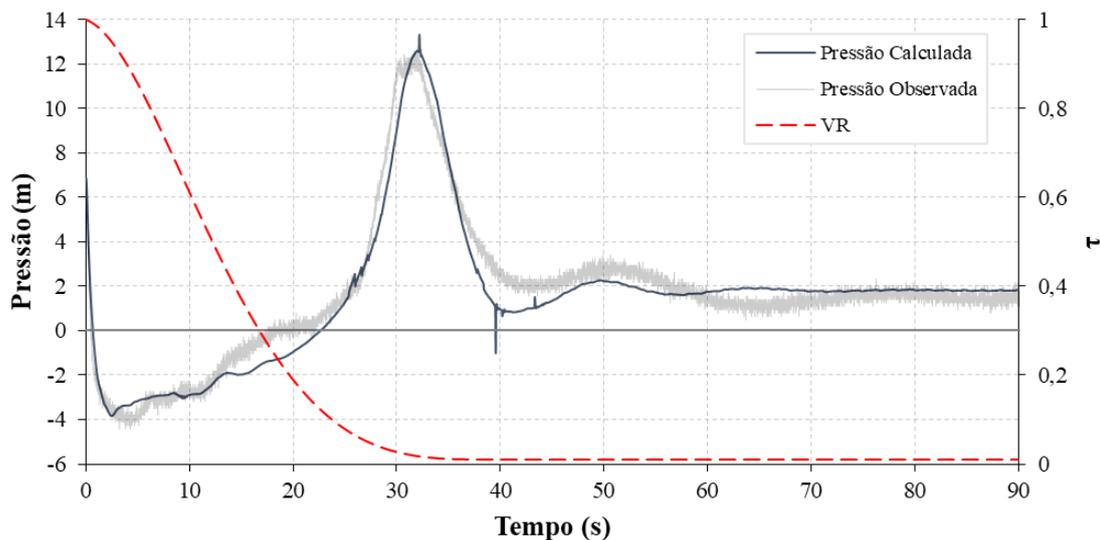


Figura 6.11 – Resultados numéricos *versus* dados observados para o Cenário 2.2 (duas bombas)

O modelo desenvolvido apresentou bom ajuste, produzindo bons resultados em conformidade com os dados observados. Pequenas divergências foram encontradas, principalmente, entre 10 s e 20 s, na fase de admissão de ar pelas ventosas, em que o fenômeno de compressibilidade ganha ainda mais intensidade com o fechamento da VR. Entretanto, diferenças significativas não foram verificadas quando comparado o RMSE entre os cenários. O RMSE para o Cenário 2.1 foi de 0,7681 m enquanto para o Cenário 2.2 foi de 0,7675 m. Nota-se a ocorrência de alguns picos de pressão, sobretudo, entre 30 s e 40 s. A análise dos dados obtidos sugere a ocorrência de algum erro numérico no momento da mudança de zonas de admissão/expulsão de ar das ventosas.

Os resultados dos Cenários 2.3 e 2.4 estão representados na Figura 6.12 e na Figura 6.13, respectivamente, e se referem ao grupo com fração inicial de gás $\alpha_0 = 10^{-6}$. Bons ajustes são observados entre as pressões calculadas e observadas. O Cenário 2.4 apresentou uma leve descontinuidade nas pressões calculadas em $t \approx 40$ s. A análise do cálculo numérico aponta para um erro numérico no cálculo da ventosa no momento da entrada de uma das zonas de expulsão de ar. A consideração do fator de atrito variável não influenciou significativamente os dados de pressão, o que pode ser ilustrado por meio do cálculo do RMSE. O RMSE calculado para o Cenário 2.3 foi de 0,771 m enquanto para o Cenário 2.4 foi de 0,794. Entretanto, a pequena influência da consideração do fator de atrito variável foi suficiente para reduzir o erro numérico mencionado no Cenário 2.4, quando foi utilizado a metodologia do atrito para regime permanente.

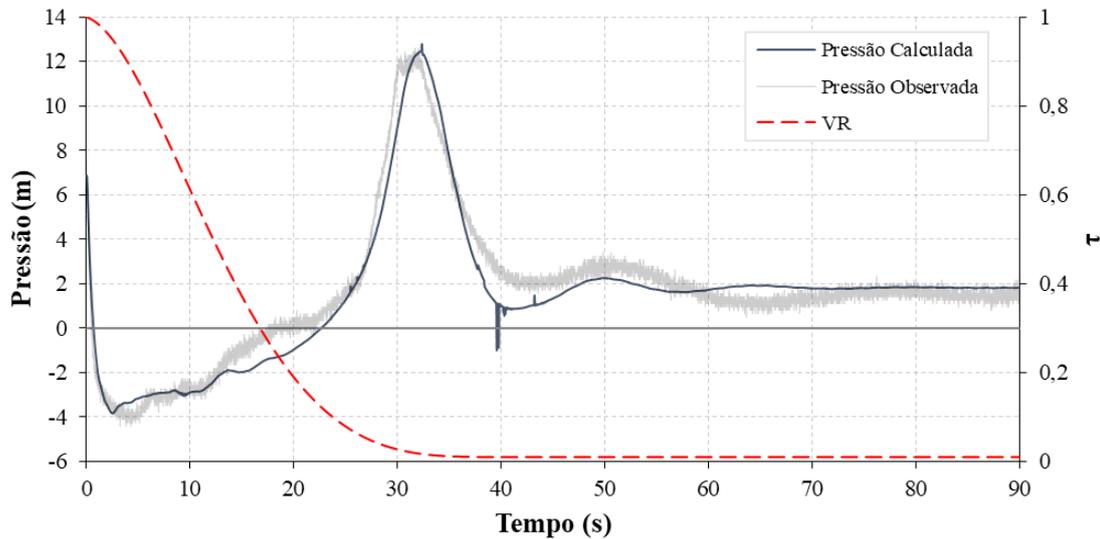


Figura 6.12 – Resultados numéricos *versus* dados observados para o Cenário 2.3 (duas bombas)

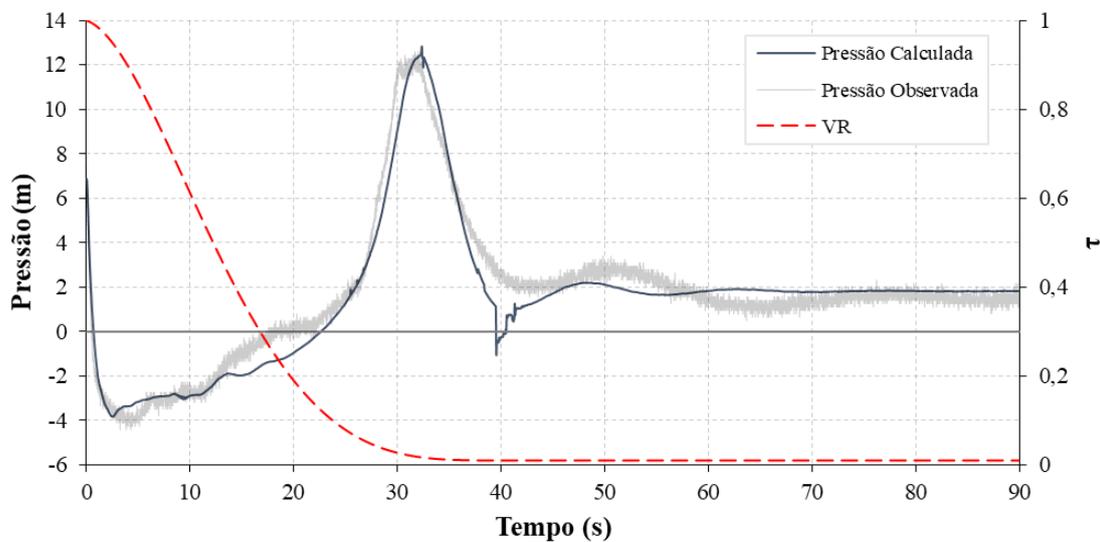


Figura 6.13 – Resultados numéricos *versus* dados observados para o Cenário 2.4 (duas bombas)

A Figura 6.14 e a Figura 6.15 mostram os resultados referentes aos Cenários 2.5 e 2.6, pertencentes ao grupo da fração inicial de gás dissolvido $\alpha_0 = 10^{-5}$. Assim como os cenários anteriores, nota-se boa conformidade e ajuste dos dados, mostrando o mesmo grau de amortecimento da pressão conforme as medições de campo. O ajuste final da pressão se deu praticamente no mesmo nível, com uma diferença de apenas 0,3 m entre o observado e o calculado. A consideração do fator de atrito variável não influenciou significativamente os dados de pressão, o que pode ser ilustrado por meio do cálculo do RMSE. O RMSE calculado para o Cenário 2.5 foi de 0,774 m enquanto para o Cenário 2.6 foi de 0,772.

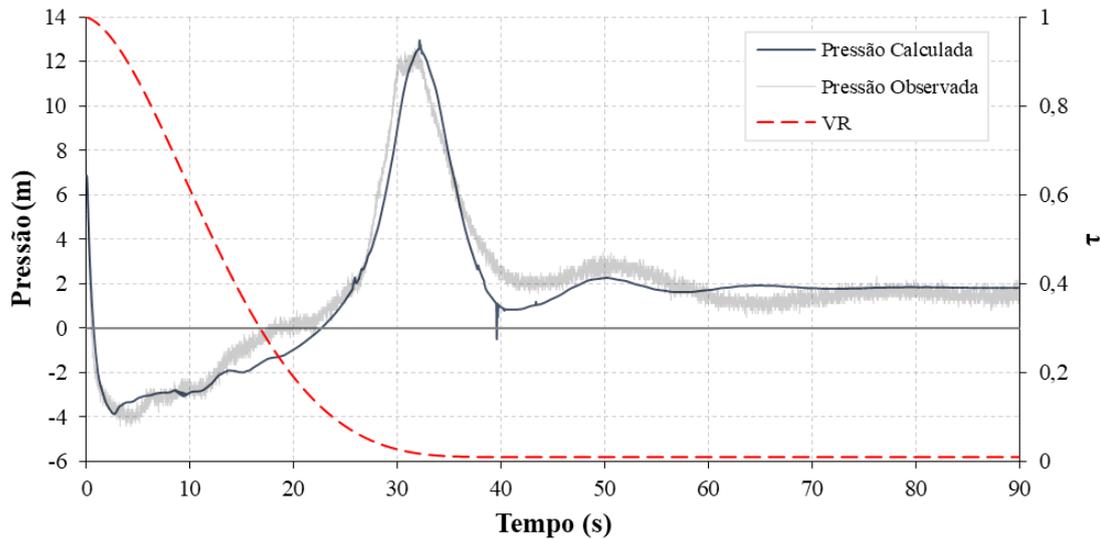


Figura 6.14 – Resultados numéricos *versus* dados observados para o Cenário 2.5 (duas bombas)

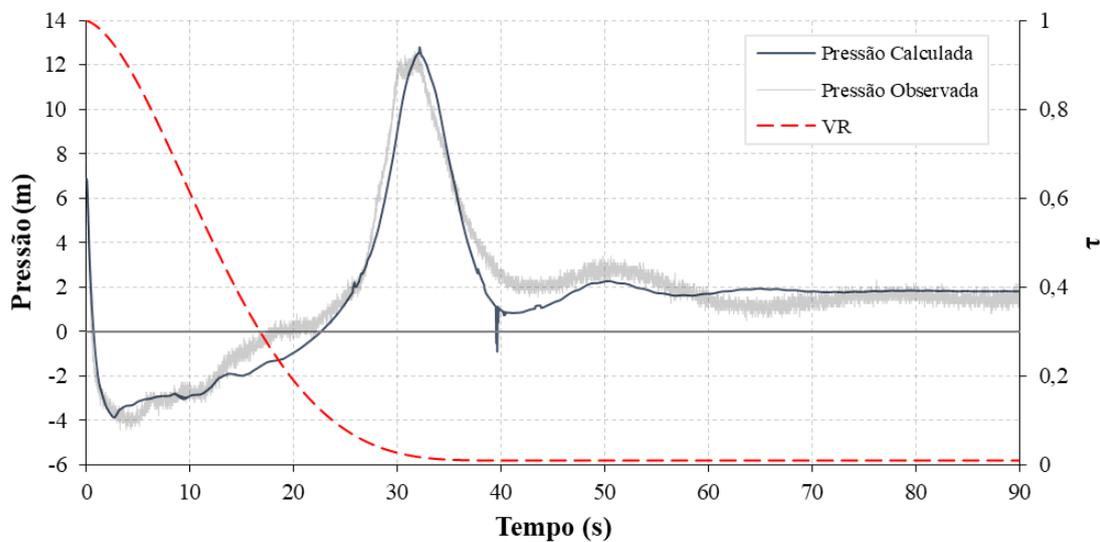


Figura 6.15 – Resultados numéricos *versus* dados observados para o Cenário 2.6 (duas bombas)

Seguindo a mesma tendência dos cenários anteriores, os Cenários 2.7 e 2.8 ($\alpha_0 = 10^{-4}$) apresentaram ajustes adequados com os dados de campo, bem como boa representação dos efeitos de amortecimento das pressões na evolução temporal das ondas elásticas e de alívio das pressões finais, como mostrado na Figura 6.16 e na Figura 6.17. As diferentes metodologias utilizadas para o fator de atrito também não provocaram resultados com significativas divergências. O RMSE calculado para o Cenário 2.7 foi de 0,725 m enquanto para o Cenário 2.8 foi de 0,720.

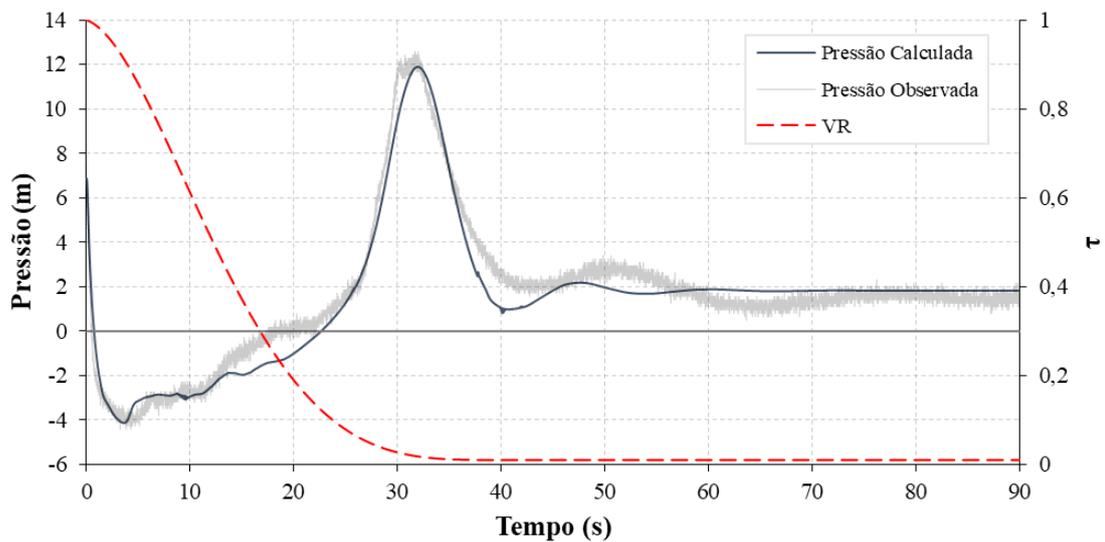


Figura 6.16 – Resultados numéricos *versus* dados observados para o Cenário 2.7 (duas bombas)

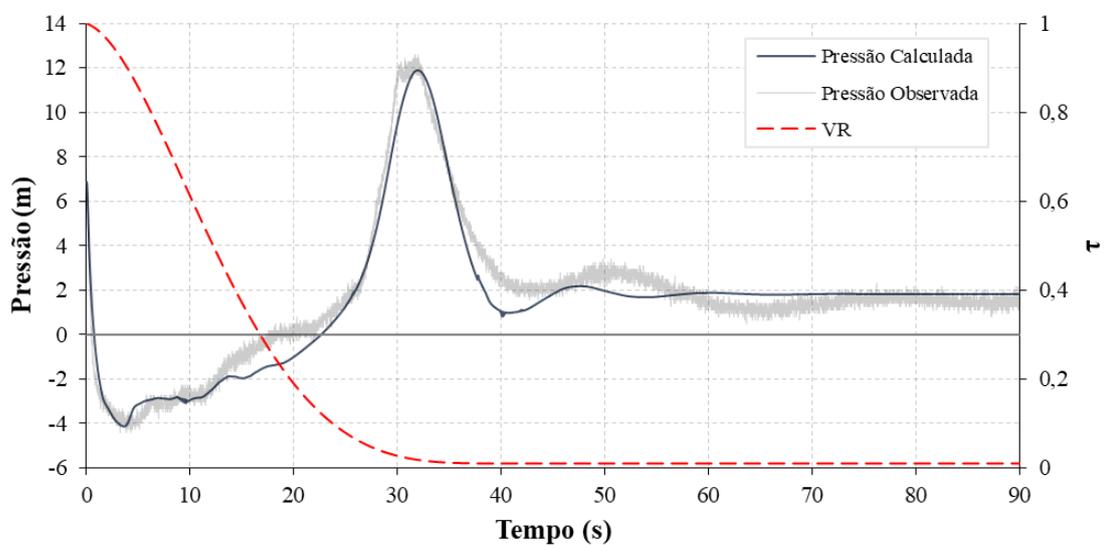


Figura 6.17 – Resultados numéricos *versus* dados observados para o Cenário 2.8 (duas bombas)

De acordo com a Tabela 6.5, os diferentes cenários de calibração demonstraram similaridade do ajuste entre os dados calculados e os observados, sendo isto expresso pelos valores análogos do RMSE.

Tabela 6.5 – Sumário do RMSE para os diferentes cenários avaliados com dois conjuntos motor-bomba

α_0	RMSE (m)	
	Fator de atrito variável	Fator de atrito constante
10^{-7}	0,7681	0,7675
10^{-6}	0,7710	0,7940
10^{-5}	0,7742	0,7725
10^{-4}	0,7255	0,7201

Os resultados relativos à variação da pressão nas ventosas 1 e 2, variação do volume de ar nas ventosas 1 e 2, variação das vazões de admissão e expulsão de ar nas ventosas 1 e 2, variação do volume de ar contido na seção de cálculo a jusante da VR, podem ser observados no Apêndice B. Devido à similaridade entre os resultados, são apresentados gráficos apenas para os Cenários 2.1, 2.3, 2.5 e 2.7.

De maneira geral, observou-se que os efeitos de amortecimento das pressões devido à natureza do escoamento bifásico (água/ar) e da admissão de ar por parte das ventosas decorrentes das pressões negativas foram preponderantes sobre o efeito de amortecimento gerado pela consideração do atrito variável. A metodologia utilizada (Vardy *et al.*, 1993) não demonstrou grande influência nos cálculos das pressões transitórias quando comparado com o fator de atrito constante (regime permanente).

Foram observadas inconsistências pontuais em alguns cenários, como picos de pressão incomuns. Analisando os dados obtidos das simulações, foi constatado que erros numéricos nas entradas/saídas de zonas de admissão/expulsão de ar pelas ventosas ocasionou tais discordâncias. Apesar disso, os resultados não tiveram grande prejuízo e apresentaram boa conformidade com as medições de campo.

As últimas etapas dos testes compreenderam-se na calibração do modelo a partir dos dados medidos de pressão para a parada súbita de um conjunto motor-bomba. A rugosidade absoluta foi determinada em $\lambda = 0,15$ mm, considerando vazão inicial $Q_0 = 156,0$ l/s, altura estática de 9,7 m entre o poço de sucção (nível da superfície de -3,0 m) e a descarga livre em reservatório de nível variável a jusante (cota de 6,7 m). A celeridade da onda de pressão permaneceu a mesma dos testes anteriores, quando foi calculada em 1100 m/s, o que

estabeleceu uma malha computacional com $\Delta t = 0,0454545$ s para $\Delta x = 50$ m. O momento de inércia polar do conjunto de bombeamento foi o mesmo utilizado anteriormente ($1,0 \text{ kg.m}^2$).

A Figura 6.18 e a Figura 6.19 apresentam os resultados referentes ao Cenário 2.1 e Cenário 2.2, respectivamente. Ambos os cenários pertencem ao grupo com a fração inicial de gás $\alpha_0 = 10^{-7}$ para a operação com um conjunto motor-bomba. É possível observar um bom ajuste das envoltórias de pressão, representando com razoável acerto a recuperação da pressão positiva no sistema (0 s – 14 s) após o alcance de pressões subatmosféricas e início da operação das ventosas. A discordância mais importante entre os dados ocorreu durante um inesperado alívio da pressão nos momentos finais do teste de campo (50 s – 70 s), o qual o modelo não teve êxito em representá-lo. Vale ressaltar a importância da confirmação do sucesso dos testes e sua repetição, já que essa discrepância pode ser fruto de algum evento inesperado durante as medições locais. Ademais, diferenças significativas não foram verificadas quando comparado o RMSE entre os cenários. O RMSE para o Cenário 2.1 foi de 0,6457 m enquanto para o Cenário 2.2 foi de 0,6929 m.

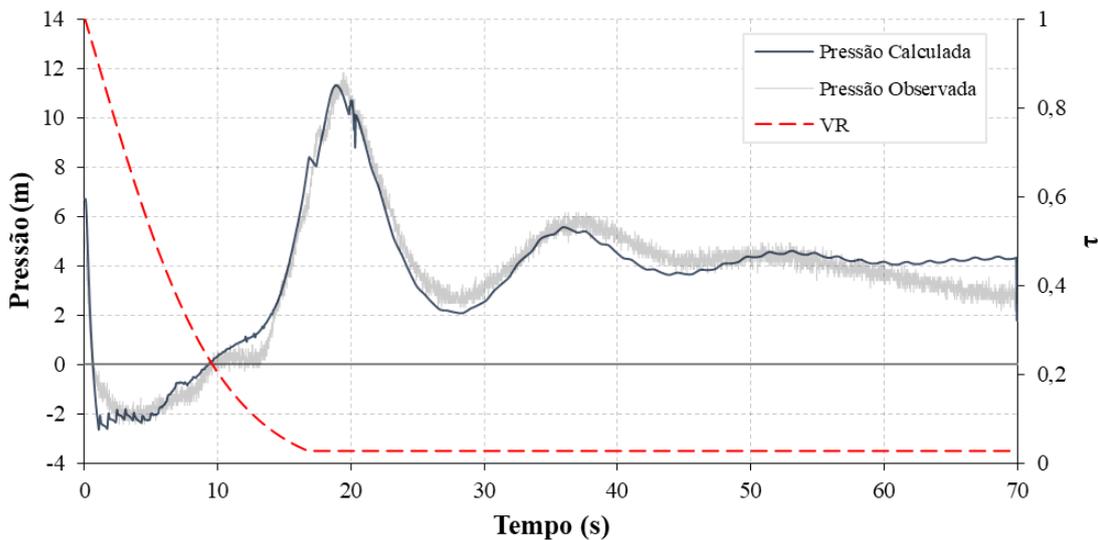


Figura 6.18 – Resultados numéricos *versus* dados observados para o Cenário 2.1 (uma bomba)

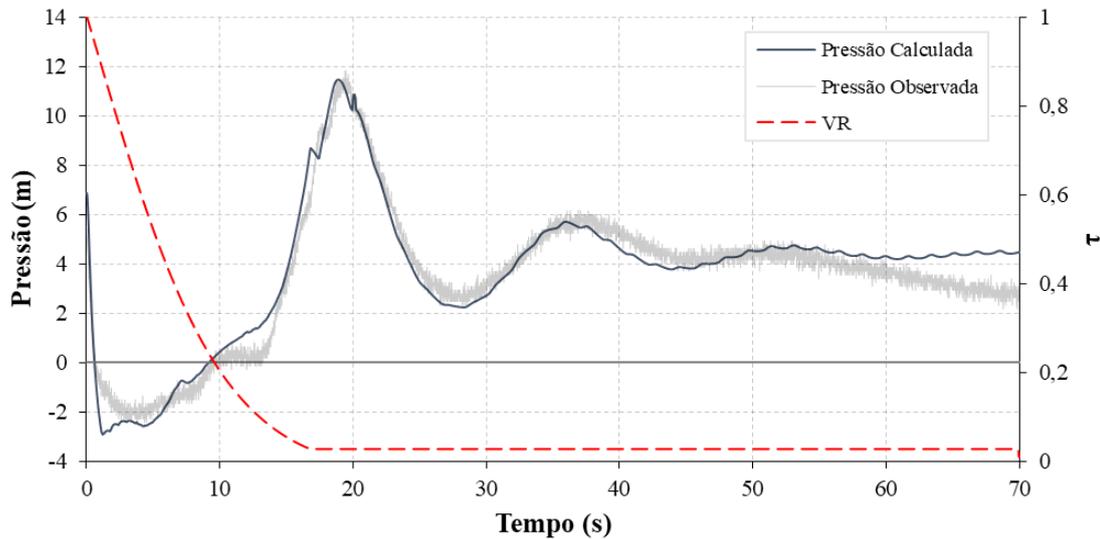


Figura 6.19 – Resultados numéricos *versus* dados observados para o Cenário 2.2 (uma bomba)

Os resultados dos Cenários 2.7 e 2.8, que simulam o sistema para diferentes condições metodológicas de atrito considerando a fração inicial de gás livre $\alpha_0 = 10^{-4}$, são mostrados na Figura 6.20 e na Figura 6.21. Comparado com os cenários anteriores, os Cenários 2.7 e 2.8 obtiveram uma menor qualidade no ajuste dos dados calculados com os observados, apresentando um RMSE de 0,7543 m e 0,7654 m. Além disso, com maior fração inicial de gás dissolvido, é possível observar maior efeito de amortecimento do pico de pressão, bem como da evolução temporal do sinal de pressão calculado. Nota-se que, durante a ocorrência de pressões subatmosféricas (0 s – 10 s), o modelo registrou pequena instabilidade as pressões registradas decorrente de um erro numérico no algoritmo de entrada em uma zona de admissão de ar pelas ventosas.

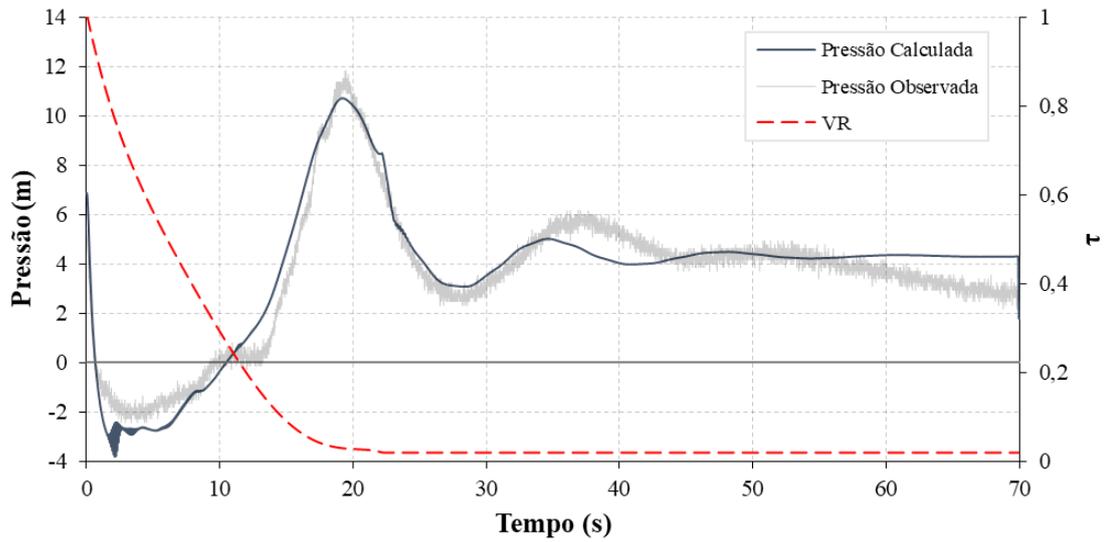


Figura 6.20 – Resultados numéricos *versus* dados observados para o Cenário 2.7 (uma bomba)

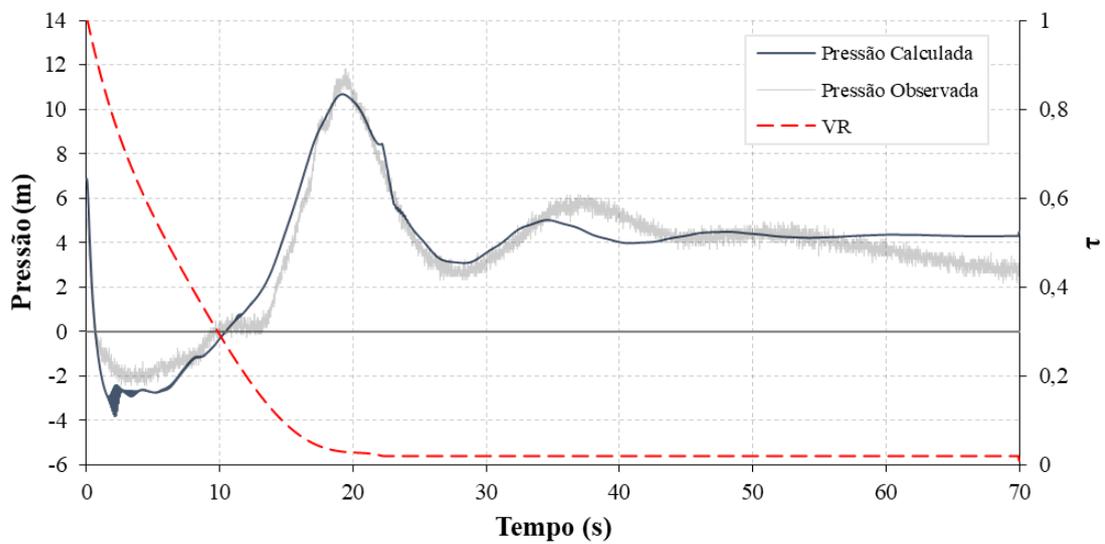


Figura 6.21 – Resultados numéricos *versus* dados observados para o Cenário 2.8 (uma bomba)

Como mostrado na Tabela 6.6, os diferentes cenários de calibração demonstraram similaridade do ajuste entre os dados calculados e os observados, sendo isto expresso pelos valores análogos do RMSE. Entretanto, o ajuste para a fração inicial de gás $\alpha_0 = 10^{-7}$ expressou qualidade de ajuste superior à fração $\alpha_0 = 10^{-4}$.

Tabela 6.6 – Sumário do RMSE para os diferentes cenários avaliados com um conjunto motor-bomba

α_0	RMSE (m)	
	Fator de atrito variável	Fator de atrito constante
10^{-7}	0,6457	0,6929
10^{-4}	0,7543	0,7654

Os resultados relativos à variação da pressão nas ventosas 1 e 2, variação do volume de ar nas ventosas 1 e 2, variação das vazões de admissão e expulsão de ar nas ventosas 1 e 2, variação do volume de ar contido na seção de cálculo a jusante da VR, podem ser observados no Apêndice B. Devido à similaridade entre os resultados, são plotados gráficos apenas para os Cenários 2.1 e 2.7.

Os resultados alcançados por meio da operação com apenas um conjunto motor-bomba permitem inferir considerações similares ao que foi observado nos cenários de funcionamento dos dois conjuntos motor-bomba em paralelo. Em suma, também foi possível inferir que os efeitos de amortecimento das pressões devido à natureza do escoamento bifásico (água/ar) e da admissão de ar por parte das ventosas decorrentes das pressões negativas foram preponderantes sobre o efeito de amortecimento gerado pela consideração do atrito variável. A metodologia utilizada (Vardy *et al.*, 1993) não demonstrou grande influência nos cálculos das pressões transitórias quando comparado com o fator de atrito constante (regime permanente).

Eventuais inconsistências foram percebidas em alguns cenários, como picos de pressão incomuns. Analisando os dados obtidos das simulações, foi constatado que erros numéricos nas entradas/saídas de zonas de admissão/expulsão de ar pelas ventosas ocasionou tais discordâncias. Apesar disso, os resultados não tiveram grande prejuízo e apresentaram boa conformidade com as medições de campo no decorrer das simulações.

A partir dos resultados para a operação dos sistemas com duas bombas, é possível observar que a fração inicial de gás livre que permitiu o melhor ajuste entre os dados calculados e observados foi $\alpha_0 = 10^{-4}$. De outro modo, o melhor ajuste para a operação com uma bomba se deu com uma fração $\alpha_0 = 10^{-4}$.

Com relação ao volume de ar na tubulação, os resultados apresentados no Apêndice B mostram que as ventosas possuem predominância sobre a evolução do gás livre simulado pelo DGCM ao longo do evento transitório. Desse modo, os efeitos de amortecimento devido à presença de ar possuem maior influência dos processos de admissão e expulsão de ar pelas ventosas em detrimento da cavitação gasosa.

Ressalta-se a importância da consideração da condição de contorno do tanque com nível variável, considerando que a pressão no sistema do regime permanente que antecede o evento transitório é superior àquela do regime permanente que sucede o transiente hidráulico. Tal situação ocorreu devido à perda de volume do fluido durante os segundos iniciais após a parada brusca das bombas, quando ainda havia vazão positiva remanescente na extremidade de jusante da tubulação.

A Tabela 6.7 apresenta um sumário das variáveis de decisão parâmetros envolvidas nas fases de calibração de todos os cenários estudados, bem como os valores do critério estatístico utilizado para comparar o resultado de cada cenário com os dados de pressão observados no sistema real.

Tabela 6.7 – Resumo dos resultados da calibração

Cenário	D _{adm} (mm)	D _{exp} (mm)	Coef. de fechamento – τ (%)	Tempo de fechamento (s)	Ajuste na VR	RMSE (m)
OPERAÇÃO COM DUAS BOMBAS EM PARALELO						
2.1	13,0	9,0	1,0	38,0	Sim	0,7681
2.2					Não	0,7675
2.3					Sim	0,7710
2.4					Não	0,7940
2.5					Sim	0,7742
2.6					Não	0,7725
2.7	10,0	8,0			Sim	0,7255
2.8					Não	0,7201
OPERAÇÃO COM UMA BOMBA						
2.1	40,0	13,0	2,5	17,0	Sim	0,6457
2.2					Não	0,6929
2.7	22,0	8,0	2,0	22,0	Sim	0,7543
2.8					Não	0,7654

7. CONCLUSÕES

O presente trabalho apresenta dados de campo e análise numérica de transitórios hidráulicos em um sistema real de bombeamento de esgoto. Foi desenvolvido um simulador de regime transiente que leva em consideração os efeitos do atrito variável, bem como a cavitação. Os dados de pressão foram coletados durante eventos transitórios causados pela parada súbita do bombeamento. Tais dados observados foram utilizados para calibrar e verificar o modelo matemático desenvolvido.

No algoritmo do modelo, as equações diferenciais parciais hiperbólicas não-lineares representativas do escoamento transitório em condutos forçados – quantidade de movimento e conservação de massa – são resolvidas com o emprego do método das características. Tal método possui a vantagem de fornecer equações explícitas para análise hidráulica, sem a necessidade da resolução de sistemas de equações.

O simulador hidráulico desenvolvido foi objeto de testes sobre rede hipotética e de laboratório. No primeiro caso, a validação dos algoritmos utilizados para descrição das condições de contorno do sistema de bombeamento e da ventosa tríplice função ocorreu a partir da comparação dos resultados obtidos do simulador e de um *software* de reconhecida performance para transitórios causados pela parada súbita do bombeamento. No segundo caso, a metodologia do fator de atrito variável e do modelo de cavitação foram validados com a utilização de dados coletados em laboratório. Nesse caso, utilizou-se um sistema de configuração típica do esquema reservatório-tubo-válvula, na qual um escoamento permanente é interrompido por um fechamento quase instantâneo de uma válvula. Os resultados numéricos obtidos mostraram que o modelo reproduziu com satisfatória precisão os efeitos dinâmicos causados pelos escoamentos cavitante e não cavitante, sobretudo a dispersão e atenuação da onda de pressão. Verificou-se, também, que o modelo apresentou boas estimativas de valores de pressão durante os picos que foram gerados nos testes analisados. O modelo também foi eficaz na representação do comportamento da ventosa durante o processo de admissão de ar, quando os fenômenos de compressibilidade são mais importantes. Pequenas divergências foram encontradas, o que pode ser explicado, entre outros fatores, por diferenças entre as discretizações utilizadas para o cálculo hidráulico do modelo e do *software* utilizado, incertezas associadas ao teste em laboratório e hipóteses simplificadoras inerentes ao modelo computacional.

Procedeu-se à calibração do modelo, a qual foi feita manualmente. Esse procedimento consistiu em fazer estimativas sucessivas dos parâmetros do sistema e alterá-las por tentativa e erro, até que um erro aceitável fosse alcançado. Os fatores mais preponderantes na calibração foram: 1) A curva e tempo de fechamento da válvula de retenção e 2) Os diâmetros de admissão e expulsão de ar das ventosas tríplice função.

Os resultados numéricos mostraram que o modelo clássico do golpe de aríete é impreciso para a reprodução do comportamento do sistema durante o evento transitório. Porém, verifica-se a obtenção de valores de pressões extremas a favor da segurança, uma vez que são mais altas do que as observadas. Diferentemente do modelo clássico, o simulador calibrado permitiu, em todos os cenários avaliados, prever as flutuações transitórias de pressão.

Como o objeto de modelagem e comparação de resultados era um sistema elevatório de esgotos, os efeitos relacionados ao escoamento bifásico foram considerados mediante a implementação do *Discrete Gas Cavity Model* (DGCM). O modelo foi testado com e sem o fator de atrito variável, apresentando poucas divergências, isto é, a metodologia utilizada para o atrito (Vardy *et al.*, 1993) não alterou as respostas obtidas. A presença de ar no sistema decorrente do tipo de fluido transportado e da admissão por parte das ventosas provocou maiores efeitos de amortecimento no sinal de pressão transitória se sobrepondo aos efeitos de amortecimento relacionados ao atrito.

O simulador de transientes desenvolvido pode ser usado em projeto para estimar melhor sobrepressões em sistemas de bombeamento de esgotos. Além disso, este modelo é uma ferramenta importante para o diagnóstico, monitoramento e controle de sistemas existentes durante a fase de operação, permitindo uma melhor compreensão das causas de rupturas de tubos ou acidentes incomuns e a previsão de pressões transitórias para diferentes cenários operacionais ou futuras alterações no sistema elevatório. Ressalta-se a necessidade de determinação de variáveis em campo para reduzir as incertezas no processo de calibração e aumentar a precisão dos resultados numéricos.

Após a finalização desse estudo, pode-se elencar algumas questões a serem esclarecidas, bem como dificuldades encontradas no decorrer das etapas de trabalho:

- 1) Incertezas com a operação da válvula de retenção. Não havendo qualquer tipo de controle e medição relativos ao seu fechamento nos testes de campo, e lançando mão apenas da indicação da não estanqueidade, a calibração representou uma tarefa complexa. Após sua identificação como uma das principais variáveis influenciadoras no sinal de pressão, a maior compreensão desse equipamento é de fundamental importância para a obtenção de melhores resultados.
- 2) A ausência de mais dados referentes ao evento transitório resultou em um maior grau de incertezas. São algumas das fontes de dúvidas: Impossibilidade de verificar a celeridade calculada teoricamente por meio de dados de pressão (apenas um ponto foi monitorado); incertezas quanto ao funcionamento da válvula de retenção, que poderiam ser parcialmente elucidadas com dados de vazão ou registros do movimento das peças; ausência de dados relativos às ventosas, que devido ao mau estado de conservação, poderiam traçar importantes considerações sobre seus funcionamentos; ausência de dados de volume de efluentes na descarga, impedindo melhor avaliação do alívio de pressão identificados na estabilização do sistema após o evento transitório.
- 3) Escassa literatura abordando metodologias e procedimentos inerentes à modelagem de ventosas tríplice função em um sistema com escoamento bifásico. O algoritmo utilizado para ventosas se mostrou bastante satisfatório na fase de validação. Entretanto, quando considerado no sistema com gás dissolvido, foi constatado erros numéricos pontuais. A análise dos dados constatou que os erros numéricos nas entradas/saídas de zonas de admissão/expulsão de ar pelas ventosas ocasionaram tais discordâncias.
- 4) Avaliação de outros métodos de atrito variável, para verificar a real sobreposição dos efeitos de amortecimento relativos ao ar dissolvido e admitido no sistema, ao amortecimento relacionado com o atrito no sistema. As análises realizadas indicaram a quase nulidade dessa consideração, o que pode ser um importante indicador para verificações posteriores de sistemas similares.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Adamkowski, A.; Lewandowski, M. (2009). “A New Method for Numerical Prediction of Liquid Column Separation Accompanying Hydraulic Transients in Pipelines.” *Journal of Fluids Engineering*. 131 (7).
- Adamkowski, A.; Lewandowski, M. (2012). “Investigation of Hydraulic Transients in a Pipeline with Column Separation.” *Journal of Hydraulic Engineering*. 138 (11): p.935–944.
- Almeida, A. B.; Koelle, E. (1992). “Fluid Transients in Pipe Networks”. *Computational Mechanics Publications*, Glasgow.
- Araújo, J. K. (2003). “*Calibração de Redes de Distribuição de Água pelo Método Inverso Aplicado à Escoamento Transiente*”. São Carlos. 166 p. Tese de Doutorado. Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- Axworthy, D. H.; Chabot, N. (2004). “Pressure Transients in a Canadian Sewage Force Main”. *Canadian Journal of Civil Engineering*, v.31, n.6, p.1039-1050.
- Axworthy, D. H.; Ghidaoui, M.S.; Mcinnis, D.A. (2000). “Extended Thermodynamics Derivation of Energy Dissipation in Unsteady Pipe Flow”. *ASCE Journal of Hydraulic Engineering*, 126(4): 276–287.
- Bergant, A. (1992). “*Transient Cavitating Flow in Pipelines*”, PhD thesis, University of Ljubljana, Ljubljana, Slovenia.
- Bergant, A.; Karadžić, U.; Vítkovský, J.; Vušanović, I.; Simpson, A.R. (2005). “A Discrete Gas-Cavity Model that Considers the Frictional Effects of Unsteady Pipe Flow” *Stronjniski Vestnik-Journal of Mechanical Engineering*, Volume 51, Issue 11, p.692-710.
- Bergant, A.; Simpson, A. R. (1992). “Interface Model for Transient Cavitating Flow in Pipelines.” *Unsteady flow and fluid transients*, R. Bettess and J. Watts, eds., Balkema, Rotterdam, The Netherlands, p.333– 342.
- Bergant, A.; Simpson, A. R. (1999). “Pipeline Column Separation Flow Regimes”. *Journal of Hydraulic Engineering*, v. 125, n. 8, p.835-848, ago. 1999. American Society of Civil Engineers (ASCE).
- Bergant, A.; Simpson, A. R.; Tijsseling, A. S. (2006a). “Water Hammer with Column Separation: A Historical Review”. *Journal of Fluids and Structures*; 22: p.135-171.
- Bergant, A.; Tijsseling, A. S.; Vítkovský, J. P.; Covas, D. I. C.; Simpson, A. R; Lambert, M. F. (2010). “Parameters Affecting Water-Hammer Wave Attenuation, Shape and

- Timing. Part 1: Mathematical Tools”, *Journal of Hydraulic Research*; 46(3): p.373-381.
- Bergant, A.; Vitkovsky, J.; Simpson, A. R.; Lambert, M.; Tijsseling, A. (2006b). “Discrete Vapor Cavity Model with Efficient and Accurate Convolution Type Unsteady Friction Term”. In: *Anais do 23rd IAHR Symp. on Hydraulic Machinery and Systems*. Yokohama, Japan: IAHR.
- Bonin, C. C. (1960). “Water-Hammer Damage to Oigawa Power Station”. *Journal of Engineering for Power*, 82(2), 111.
- Brunone, B.; Ferrante, M.; Calabresi, F. (2001). “High Reynolds number transients in a pump rising main. Field tests and numerical modelling”. In: *Anais do 4th International Conference on Water Pipeline Systems*, York, UK, BHR Group.
- Brunone, B.; Meniconi, S.; Ferrante, M.; Carrettini, C.; Chiesa, C.; Capponi, C.; Segalini, D. (2014). “The Characterization of Milan WDS by Pumping Switching off: Field Test Assessment”. *Procedia Engineering*, v.70, p.201-208.
- Chaudhry, M. H. (2014). *Applied Hydraulic Transients*. 3^aed. Columbia, South Carolina, USA: Springer.
- Covas, D. I. C. (2003). “*Inverse Transient Analysis for Leak Detection and Calibration of Water Pipe Systems Modelling Special Dynamic Effects*”. PhD Thesis – Department of Civil and Environmental Engineering, Imperial College of Science, Technology and Medicine, London, UK.
- Covas, D. I. C.; Ramos, H. M.; Betâmio De Almeida, A. (2008). “Hydraulic Transients in Socorridos Pump-Storage Hydropower System”. *Surge Analysis – System Design, Simulation, Monitoring and Control, 10th International Conference on Pressure Surges*, BHR, Edinburgh, 14-16 de Maio de 2008.
- Covas, D.; Ramos, H.; Brunone, B.; Young, A. (2004). “Leak Detection in Water Trunk Mains Using Transient Pressure Signals: Field Tests in Scottish Water”. *Proceedings of the 9th International Conference on Pressure Surges*, BHR Group, Chester, England, UK.
- Di Santo, A. R.; Fratino, U.; Iacobellis, V.; Piccinni, A. F. (2002). “Effects of Free Outflow in Rising Mains with Air Chamber”. *Journal of Hydraulic Engineering*, v.128, n.11, p.992–1001.
- Diniz, A. B. N.; Soares, A. K. (2019). “Transitórios Hidráulicos em Sistemas Urbanos de Água e Esgoto: uma revisão sobre estudos de caso”. In: *Anais do 30º Congresso Brasileiro de Engenharia Sanitária e Ambiental*, 2019, Natal - RN.

- Ghidaoui, M. S.; Zhao, M.; McInnis, D. A.; Axworthy, D. H. (2005). “A Review of Water Hammer Theory and Practice”. *Applied Mechanics Reviews*, v. 58, p. 49-76.
- Gumier, C.C. (2005). “*Aplicação de modelo matemático de simulação-otimização na gestão de perda de água em sistemas de abastecimento*”. 145f. Dissertação de Mestrado - Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
- Halliwell, A. R. (1963). “Velocity of a Waterhammer Wave in an Elastic Pipe,” *Jour., Hydraulics Div., Amer. Soc. Civil Engrs.*, vol. 89, No. HY4, July, pp. 1-21.
- ITA (2018). *Allievi Users Manual*, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, Spain.
- Jensen, R.; Larsen, J.; Lassen, K.; Mandø, M.; Andreasen, A. (2018). “Implementation and Validation of a Free Open Source 1D Water Hammer Code”. *Fluids*, 3(3), 64.
- Malekpour, A.; Karney, B. W. (2014). “Profile-Induced Column Separation and Rejoining during Rapid Pipeline Filling”. *Journal of Hydraulic Engineering*, 140(11).
- Martins, N. M. C.; Soares, A. K.; Ramos, H. M.; Covas, D. I. C. (2016). “CFD modeling of transient flow in pressurized pipes”. *Computers & Fluids*, 126, 129–140.
- Marwell, D. T. B. (2009). “*Modelo de Transição de Regime de Escoamento na Simulação de Transientes Subatmosféricos em Adutoras de Água*”. Dissertação de Mestrado em Tecnologia Ambiental e Recursos Hídricos, Publicação PTARH.DM - 122/2009, Departamento de Engenharia Civil e Ambiental, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 139p.
- Mcinnis, D., Karney, B.W. (1995). “Transients in Distribution Networks: Field Tests and Demand Models”. *Journal of Hydraulic Engineering*, v.121, n.3, p.218-231.
- Moreschi, I. C. (2018). “*Transiente hidráulico em sistema elevatório de água bruta: abordagem para situação real*”. Dissertação de Mestrado em Recursos Hídricos, Instituto de Ciências Exatas e da Terra, Universidade Federal de Mato Grosso, Cuiabá – MT, 124p.
- Norooz, R.; Shamloo, H. (2016). “Quasi-Two Dimensional Discrete Vapour Cavity Model.” In: *Anais do 15th Iranian Hydraulic Conf.* Tehran, Iran: Iranian Hydraulic Association.
- Ramos, H.; Almeida, A. B.; Borga, A.; Anderson, A. (2005). “Simulation of Severe Transient Conditions in Hydro and Pump Systems”. *Revista Recursos Hídricos, APRH*, v. 26, n. 2, p.7-16.
- Ramos, H.; Tamminen, S.; Covas, D. (2008). “Water Supply System Performance for Different Pipe Materials Part II: Sensitivity Analysis to Pressure Variation”. *Water Resources Management*, 23(2), p.367–393.

- Rocha M., Andrade J., Luvizotto E. (1999). “El factor de fricción en el transitorio”. 5ª Reunión Grupo de trabajo sobre hidromecánica. IAHR. IMFIA. Montevideo (Uruguay).
- Santoro, V. C.; Crimi, A.; Pezzinga, G. (2018). “Developments and Limits of Discrete Vapor Cavity Models of Transient Cavitating Pipe Flow: 1D and 2D Flow Numerical Analysis”. *Journal of Hydraulic Engineering*, 144(8).
- Santos, F.O. (2010). “*Simulação de Escoamentos Transientes em Dutos de Transporte de Líquidos*”. 2010. 144 f. Tese de Doutorado - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos.
- Simpson, A. R.; Bergant, A. (1994). “Numerical Comparison of Pipe Column-Separation Models.” *Journal of Hydraulic Engineering*, ASCE, 120(3), 361–377.
- Soares, A. K. (2013a). “Calibração de Modelo de Adutora por Bombeamento Durante Transientes Hidráulicos”. In: *XXVII Congresso Brasileiro de Engenharia Sanitária e Ambiental*, 2013, Goiânia-GO. Anais do XXVII Congresso Brasileiro de Engenharia Sanitária e Ambiental.
- 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.
- Soares, A. K.; Martins, N.; Covas, D.I.C. (2015). “Investigation of Transient Vaporous Cavitation: Experimental and Numerical Analyses”. *Procedia Engineering*, v. 119, p.235-242, Elsevier BV.
- Soares, A.K. (2007). “*Calibração e Detecção de Vazamentos em Modelos de Sistemas Hidráulicos no Escoamento Transitório*”. Tese de Doutorado - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos.
- Soares, A.K.; Covas, D.I.C. (2015). “Análises Hidráulicas e Experimentais de Transitórios Hidráulicos em Estação Elevatória de Esgotos”. In: *Anais XXI Simpósio Brasileiro de Recursos Hídricos*, 2015, Brasília.
- Soares, A.K.; Covas, D.I.C.; Martins, N.M.C. (2016). “Efeitos Dinâmicos de Pequenas Bolsas de Ar Aprisionado Durante Transitórios Hidráulicos”. In: *Anais XXVII Congresso LatinoAmericano de Hidráulica*, Lima - Peru, 2016, Lima.
- Starczewska, D.; Collins, R.; Boxall, J. (2014). “Transient Behavior in Complex Distribution Network: A Case Study”. *Procedia Engineering*, v.70, p.1582-1591.

- Stephens, M. L.; Lambert, M. F.; Simpson, A. R. (2013). “Determining the Internal Wall Condition of a Water Pipeline in the Field Using an Inverse Transient”. *Journal of Hydraulic Engineering*, v.139, n.3, p.310-324.
- Stephens, M.; Lambert, M. F.; Simpson, A. R.; Vítkovský, J. P.; Nixon, J. (2004). “Field Tests for Leakage, Air Pocket, and Discrete Blockage Detection Using Inverse Transient Analysis in Water Distribution Pipes”. In: *Anais do 6th Water Distribution Systems Analysis Symposium, World Water and Environmental Resources Congress*, ASCE. Salt Lake City, UT, USA. 2004.
- Stephens, M.; Lambert, M.; Simpson, A.; Vítkovský, J.; Nixon, J. (2005a). “Using Field Measured Transient Responses in a Water Distribution System to Assess Valve Status and Network Topology”. In: *Anais do 7th Annual Symposium on Water Distribution Systems Analysis*, Anchorage, Alaska, USA.
- Stephens, M.; Simpson, A.R.; Lambert, M.F.; Vítkovský, J.P. (2005b). “Field Measurements of Unsteady Friction Effects in a Trunk Transmission Pipeline”. In: *Anais do 7th Annual Symposium on Water Distribution Systems Analysis*, ASCE, Anchorage, Alaska, USA.
- Stephens, M.L.; Lambert, M. F.; Simpson, A. R.; Vítkovský, J. P. (2011). “Calibrating the Water-Hammer Response of a Field Pipe Network by Using a Mechanical Damping Model”. *Journal of Hydraulic Engineering*, v.137, n.10, p.1225-1237.
- Streeter, V. L. (1983). “Transient Cavitating Pipe Flow.” *Journal of Hydraulic Engineering*, ASCE, 109(11), 1408–1423.
- Swaffield, J.; Boldy, A. (1993). “Pressure Surges in Pipe and Duct Systems”. *Avebury Technical*, Gower Press, Aldershot. 1993.
- Swamee, D.K. e Jain, A.K. (1976). “Explicit Equations for Pipe Flow Problems”. *Journal of the Hydraulics Division*, 102, 657-664.
- Thorley, A. R. D.; Faithfull, E. M. (1992). “Inertias of Pumps and Their Driving Motors”. In: *Proceedings of the International Conference on Unsteady Flow and Fluid Transients*, Pub. Bettess & Watts (eds), Balkema, Rotterdam, The Netherlands, p. 285-289.
- Trikha, A. K. (1975). “An Efficient Method for Simulating Frequency-Dependent Friction in Transient Liquid Flow”. *Journal of Fluids Engineering*, v. 97, n. 1, p. 97-105.
- Tsutiya, M. T. (2006). *Abastecimento de Água - 3ª edição* – São Paulo – Departamento de Engenharia Hidráulica e Sanitária da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2006. XIII – 643 p.

- Vardy, A. E.; Brown, J. M. (2003). “Transient Turbulent Friction in Smooth Pipe Flows”. *Journal of Sound and Vibration*. 2003;259(5):1011–36.
- Vardy, A. E.; Brown, J. M. (2007). “Approximation of Turbulent Wall Shear Stresses in Highly Transient Pipe Flows.” *Journal of Hydraulic Engineering*, 133(11), 1219–1228.
- Vardy, A. E.; Brown, J. M. B. (1995). “Transient turbulent, smooth pipe friction”. *Journal of Hydraulic Research* 33, 435–456.
- Vardy, A. E.; Hwang, K. L.; Brown, J. M. B. (1993). “A Weighting Function Model of Transient Turbulent Pipe Friction”. *Journal of Hydraulic Research*, v. 31, n. 4, p. 533–548.
- Vítkovský, J. P.; Lambert, M. F.; Simpson, A. R. (2000). “Advances in unsteady friction modelling in transient pipe flow.” In: *Anais do 8th Int. Conf. on Pressure Surges—Safe Design and Operation of Industrial Pipe Systems*, A. Anderson, ed., Publication No. 39, BHR Group, Suffolk, UK, 471–498.
- Wood, D. J.; Lingireddy, S.; Boulos, P. F.; Karney, B. W.; McPherson, D. L. (2005). “Numerical Methods for Modeling Transient Flow in Distribution Systems”. *Journal - American Water Works Association*, 97(7), 104–115.
- Wylie, E. B.; Streeter, V. L. (1978). *Fluid Transients*. McGraw-Hill Inc.
- Wylie, E. B.; Streeter, V. L. (1993). *Fluid Transients in Systems*. Prentice-Hall, New Jersey.
- Zielke, W. (1968). “Frequency-Dependent Friction in Transient Pipe Flow”. *Journal of Basic Engineering, American Society of Mechanical Engineers* 90, 109–115.

APÊNDICE A – EQUAÇÕES DO MODELO DE ATRITO VARIÁVEL (VARDY *et al.*, 1993)

O desenvolvimento das equações do modelo de atrito variável proposto por Vardy *et al.* (1993) é descrito abaixo para a linha característica positiva. De maneira análoga, as equações relativas à linha característica negativa podem ser demonstradas.

Considerando o termo referente ao atrito variável, a equação característica positiva pode ser reescrita da seguinte maneira:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{gA}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{fQ|Q|}{2DA} + \frac{16\nu A}{D^2} (Y_1 + Y_2) = 0 \quad (\text{A.1})$$

Ao multiplicar os termos da Equação (A.1) por dt e, posteriormente, integrar toda a equação no domínio definido pela linha característica positiva, temos:

$$\int_{Q_A}^{Q_P} dQ + \int_{H_A}^{H_P} \frac{gA}{a} dH + \int_{t_A}^{t_P} \frac{fQ|Q|dt}{2DA} + \int_{t_A}^{t_P} \frac{16\nu A}{D^2} (Y_1 + Y_2) dt = 0 \quad (\text{A.2})$$

As integrais podem ser resolvidas no domínio definido pela linha característica positiva. A expressão final é então separada em duas partes (I e II):

$$\text{I:} \quad Q_{P(t+\Delta t)} - Q_{A(t)} + \frac{gA}{a} [H_{P(t+\Delta t)} - H_{A(t)}] + \frac{f\Delta t}{2DA} Q_{A(t)} |Q_{A(t)}| \quad (\text{A.3})$$

$$\text{II:} \quad \int_{t_A}^{t_P} \frac{16\nu A}{D^2} (Y_1 + Y_2) dt \quad (\text{A.4})$$

sendo:

$$Y_{i(t)} = Y_{i(t+\Delta t)} e^{-B_i \psi} + \frac{A_i}{A} [Q_{(t+\Delta t)} - Q_{(t)}] \quad (\text{A.5})$$

Substituindo (A.5) em (A.4):

$$\int_{t_A}^{t_P} \frac{16\nu A}{D^2} \left\{ Y_{1(t)} e^{-B_1 \psi} + \frac{A_1}{A} [Q_{P(t+\Delta t)} - Q_{P(t)}] + Y_{2(t)} e^{-B_2 \psi} + \frac{A_2}{A} [Q_{P(t+\Delta t)} - Q_{P(t)}] \right\} dt \quad (\text{A.6})$$

Após o cálculo da integral, obtém-se:

$$\frac{16\nu A \Delta t}{D^2} \left[Y_{1(t)} e^{-B_1 \psi} + \frac{A_1}{A} Q_{P(t+\Delta t)} - \frac{A_1}{A} Q_{P(t)} + Y_{2(t)} e^{-B_2 \psi} + \frac{A_2}{A} Q_{P(t+\Delta t)} - \frac{A_2}{A} Q_{P(t)} \right] \quad (\text{A.7})$$

Os termos são, então, agrupados em função dos tempos de cálculo (t , $t+\Delta t$):

$$\frac{16\nu A \Delta t}{D^2} \sum_k \left[Y_{k(t)} e^{-B_k \psi} - \frac{A_k}{A} Q_{P(t)} \right] + \frac{16\nu A \Delta t}{D^2} \sum_k \left[\frac{A_k}{A} Q_{P(t+\Delta t)} \right] \quad (\text{A.8})$$

Somando a Equação (A.3) com a Equação (A.8):

$$\begin{aligned} Q_{P(t+\Delta t)} - Q_{A(t)} + \frac{gA}{a} [H_{P(t+\Delta t)} - H_{A(t)}] + \frac{f\Delta t}{2DA} Q_{A(t)} |Q_{A(t)}| \\ + \frac{16\nu A \Delta t}{D^2} \sum_k \left[Y_{k(t)} e^{-B_k \psi} - \frac{A_k}{A} Q_{P(t)} \right] \\ + \frac{16\nu A \Delta t}{D^2} \sum_k \left[\frac{A_k}{A} Q_{P(t+\Delta t)} \right] = 0 \end{aligned} \quad (\text{A.9})$$

Reorganizando os termos e considerando que $B = gA/a$:

$$\begin{aligned} \left[1 + \frac{16\nu A \Delta t}{D^2} \sum_k \left(\frac{A_k}{A} \right) \right] Q_{P(t+\Delta t)} \\ = Q_{A(t)} + BH_{A(t)} - \frac{f\Delta t}{2DA} Q_{A(t)} |Q_{A(t)}| \\ - \frac{16\nu A \Delta t}{D^2} \sum_k \left[Y_{k(t)} e^{-B_k \psi} - \frac{A_k}{A} Q_{P(t)} \right] - BH_{P(t+\Delta t)} \end{aligned} \quad (\text{A.10})$$

São atribuídos nomes aos termos de forma a reduzir a expressão final:

$$CP_1' = -\frac{f\Delta t}{2DA} Q_{A(t)} \left| Q_{A(t)} \right| \quad (A.11)$$

$$CP_1'' = -A\Delta t \frac{16\nu}{D^2} \sum_k \left[Y_{k(t)} e^{-B_k \psi} - \frac{A_k}{A} Q_{P(t)} \right] \quad (A.12)$$

$$CP_2'' = A\Delta t \frac{16\nu}{D^2} \sum_k \left(\frac{A_k}{A} \right) \quad (A.13)$$

Dessa forma, a Equação (A.10) fica:

$$(1 + CP_2'') Q_{P(t+\Delta t)} = Q_{A(t)} + BH_{A(t)} + CP_1' + CP_1'' - BH_{P(t+\Delta t)} \quad (A.14)$$

Isolando a vazão em $(t+\Delta t)$, a expressão acima fica:

$$Q_{P(t+\Delta t)} = \frac{Q_{A(t)} + BH_{A(t)} + CP_1' + CP_1''}{1 + CP_2''} - \frac{BH_{P(t+\Delta t)}}{1 + CP_2''} \quad (A.15)$$

Os termos da Equação (A.15) são agrupados de forma a obter a equação característica positiva com o termo de atrito variável incorporado:

$$Q_{P(t+\Delta t)} = CP - C_a^+ H_{P(t+\Delta t)} \quad (A.16)$$

sendo:

$$C_a^+ = \frac{B}{1 + CP_2''} \quad (A.17)$$

$$CP = \frac{Q_{A(t)} + H_{A(t)} B + CP_1' + CP_1''}{1 + CP_2''} \quad (A.18)$$

Similarmente, a equação característica negativa pode ser obtida:

$$Q_{P(t+\Delta t)} = CN + C_a^- H_{P(t+\Delta t)} \quad (\text{A.19})$$

sendo:

$$C_a^- = \frac{B}{1 + CN_2''} \quad (\text{A.20})$$

$$CN = \frac{Q_{B(t)} - H_{B(t)}B + CN_1' + CN_1''}{1 + CN_2''} \quad (\text{A.21})$$

APÊNDICE B – COMPORTAMENTO DAS VENTOSAS E DGCM PARA OS CENÁRIOS 2.1, 2.3, 2.5 e 2.7

Neste item são apresentados os gráficos complementares dos cenários simulados e calibrados. São eles: Variação da pressão nas ventosas 1 e 2, variação do volume de ar nas ventosas 1 e 2, variação das vazões de admissão e expulsão de ar nas ventosas 1 e 2, variação do volume de ar contido na seção de cálculo a jusante da VR. Vale ressaltar que as simulações com o fator de atrito para o regime permanente não apresentaram diferenças significativas com relação à outra metodologia considerada para o atrito. Dessa feita, apenas serão apresentados os gráficos referentes aos cenários que consideraram o fator de atrito variável.

- **OPERAÇÃO COM DUAS BOMBAS EM PARALELO**
 - **Cenário 2.1 ($\alpha_0 = 10^{-7}$ / Fator de atrito variável)**

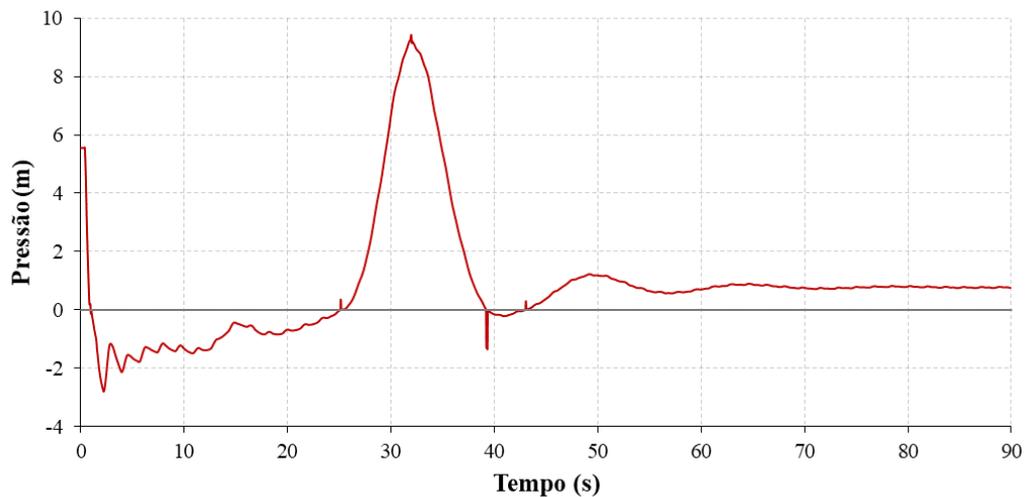


Figura B. 1 – Variação da pressão na ventosa 1

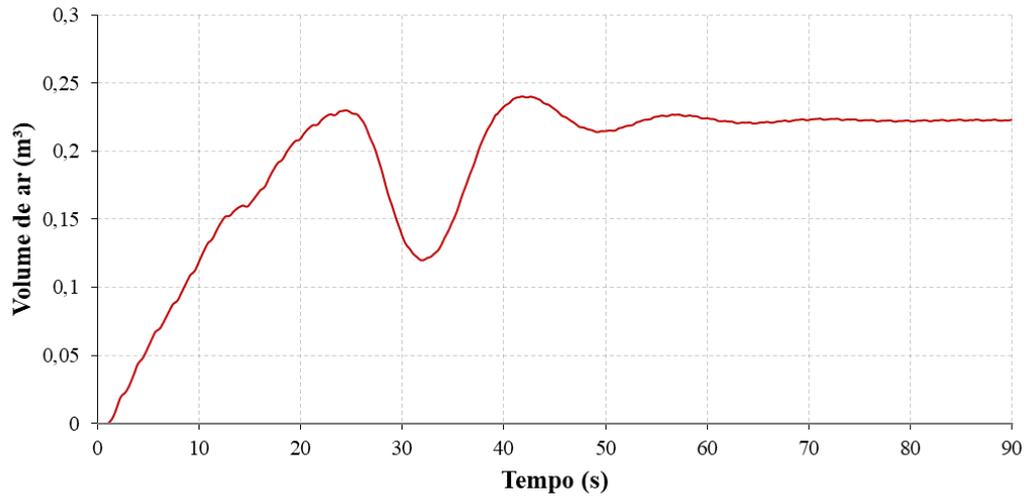


Figura B. 2 – Variação do volume de ar na ventosa 1

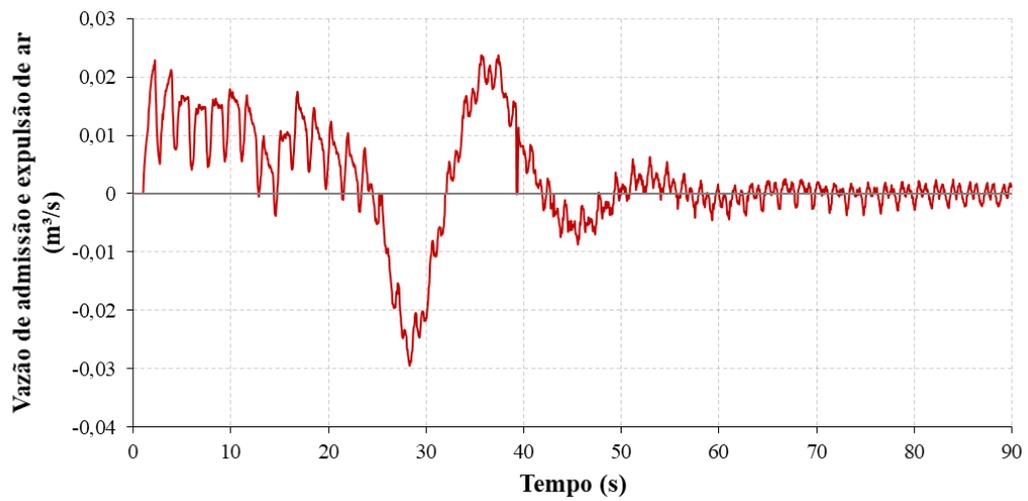


Figura B. 3 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 1

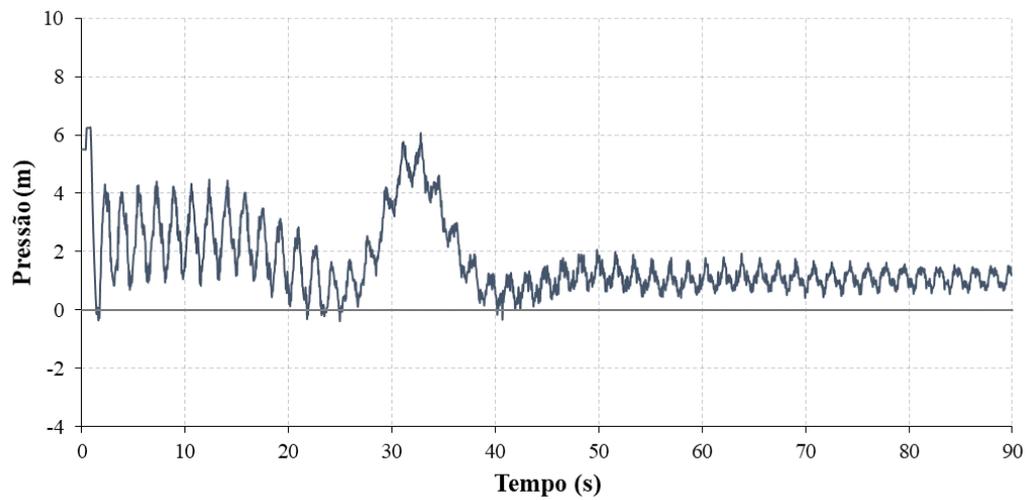


Figura B. 4 – Variação da pressão na ventosa 2

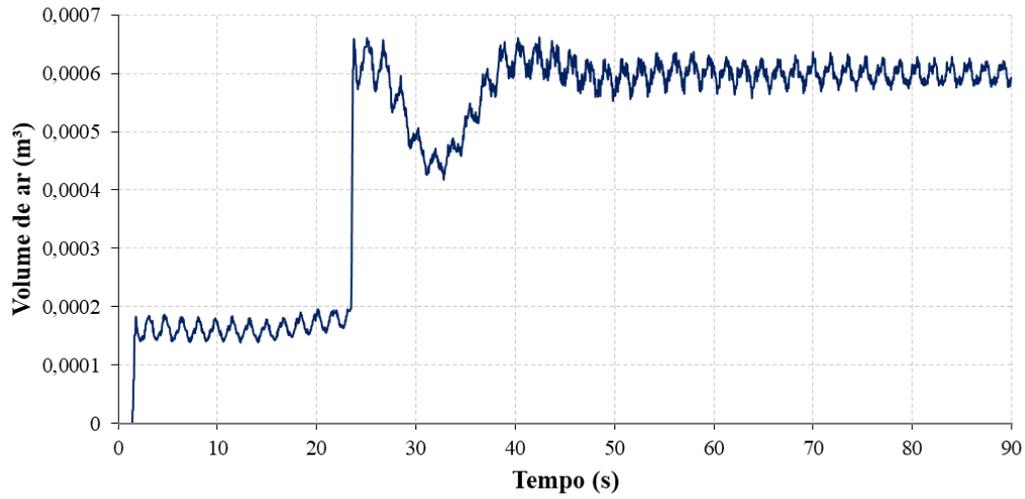


Figura B. 5 – Variação do volume de ar na ventosa 2

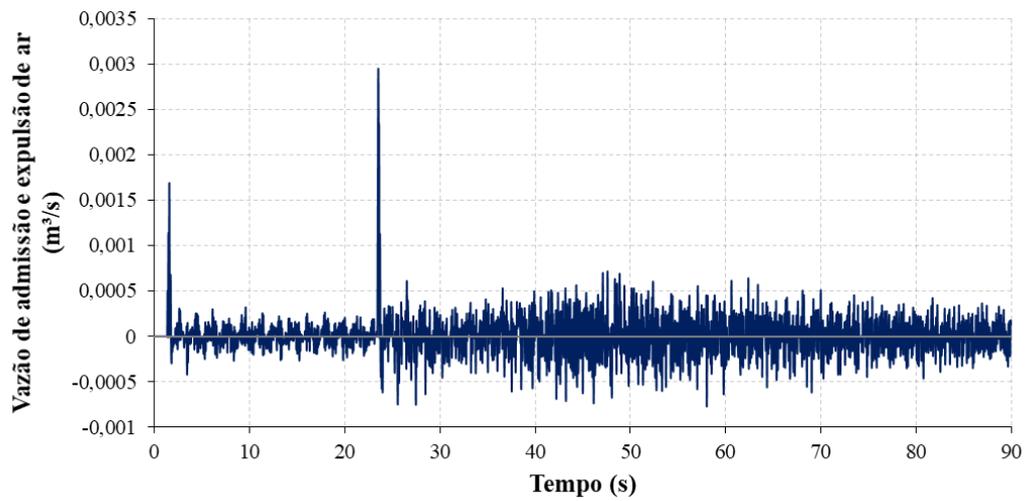


Figura B. 6 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 2

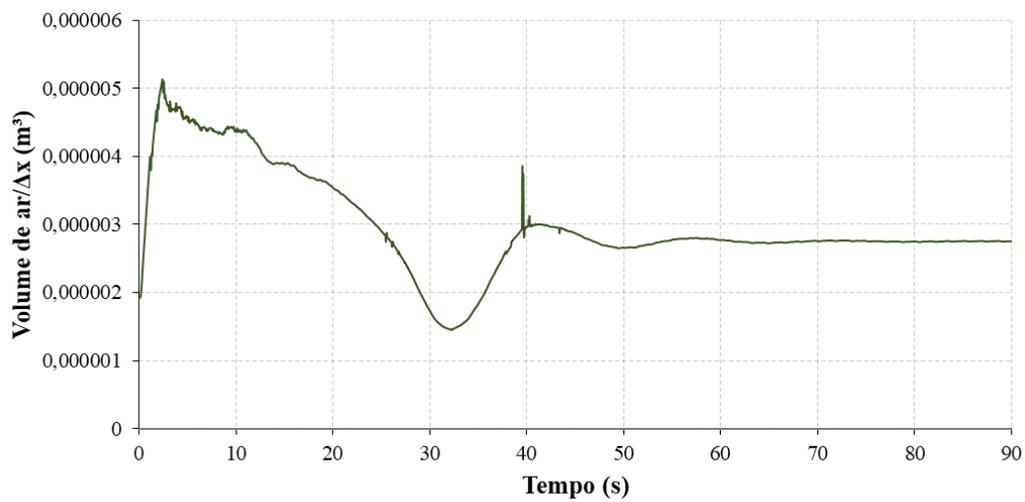


Figura B. 7 – Variação do volume de ar na seção de cálculo (Δx) a jusante da VR

Cenário 2.3 ($\alpha_0 = 10^{-6}$ / Fator de atrito variável)

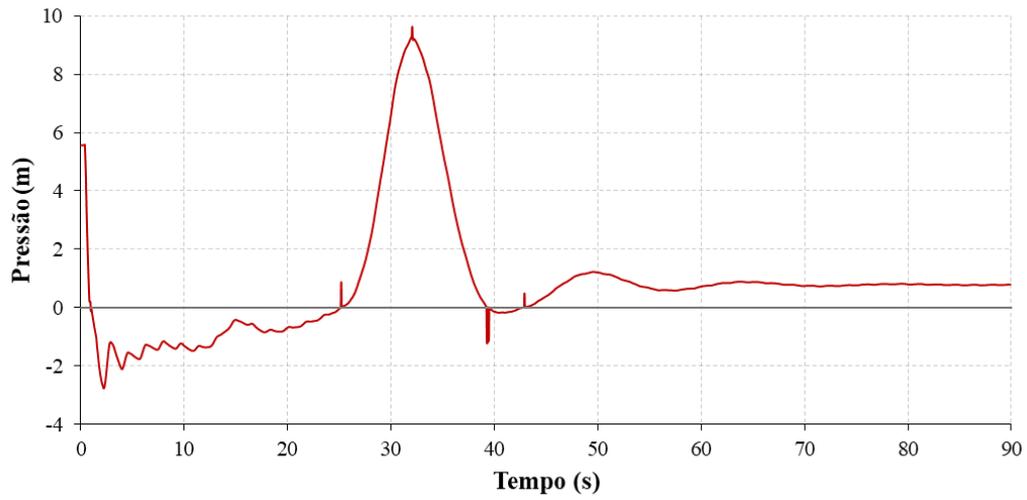


Figura B. 8 – Variação da pressão na ventosa 1

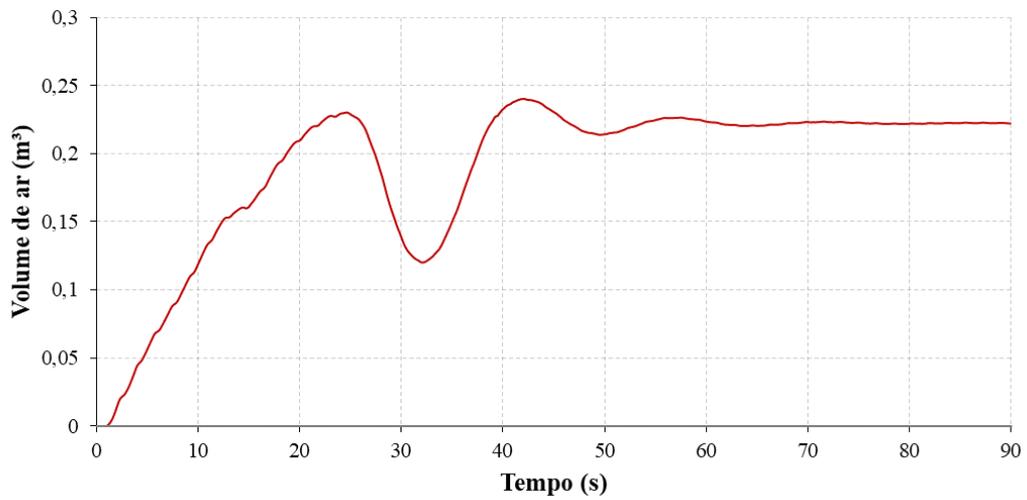


Figura B. 9 – Variação do volume de ar na ventosa 1

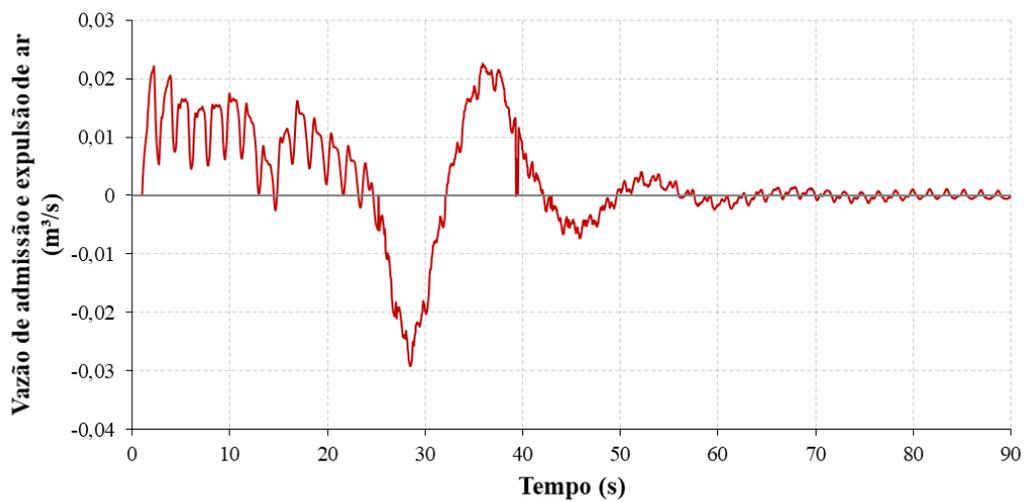


Figura B. 10 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 1

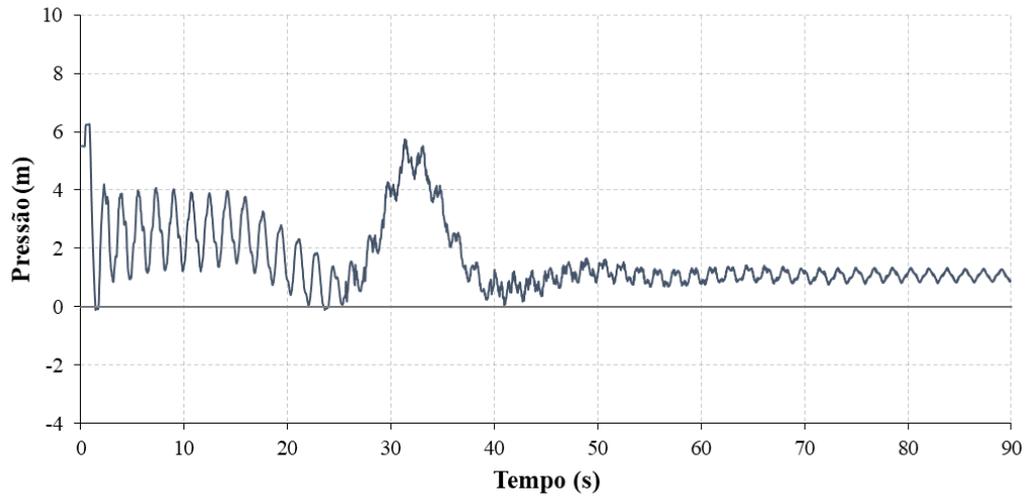


Figura B. 11 – Variação da pressão na ventosa 2

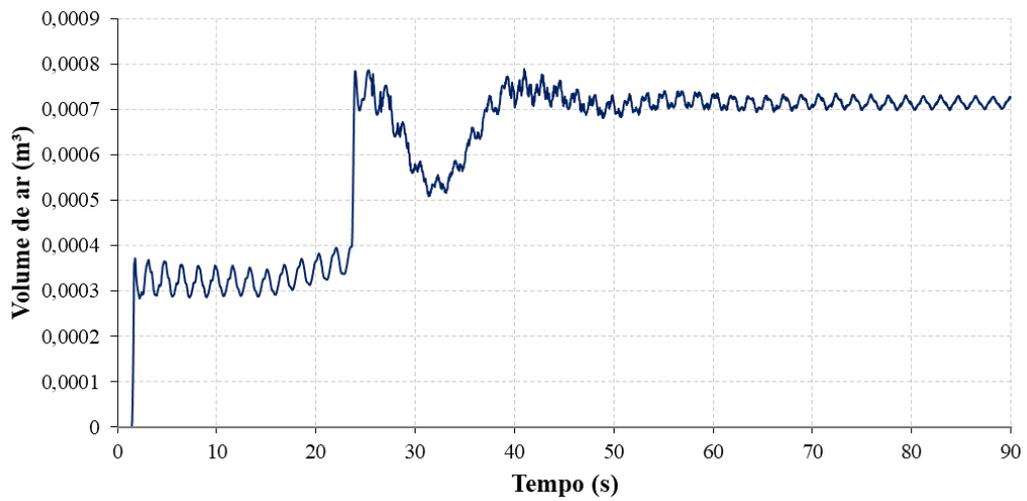


Figura B. 12 – Variação do volume de ar na ventosa 2

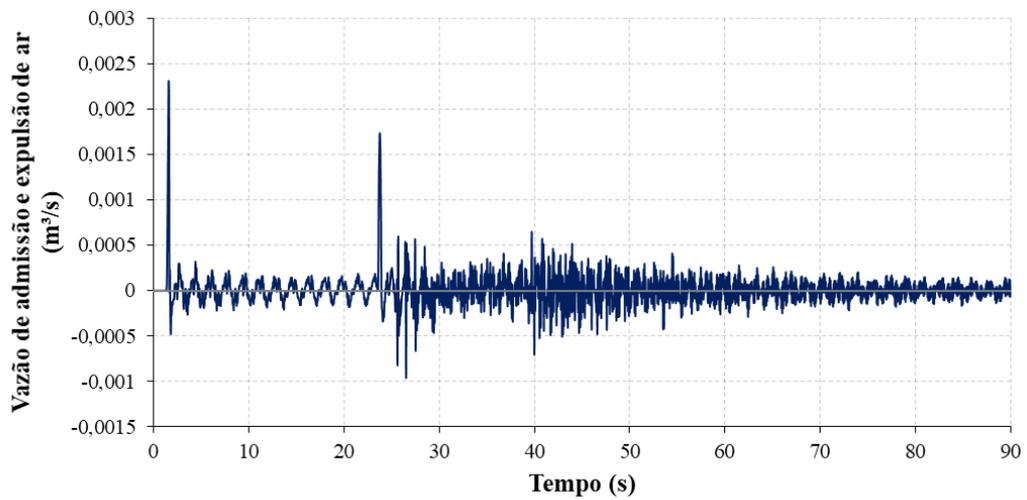


Figura B. 13 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 2

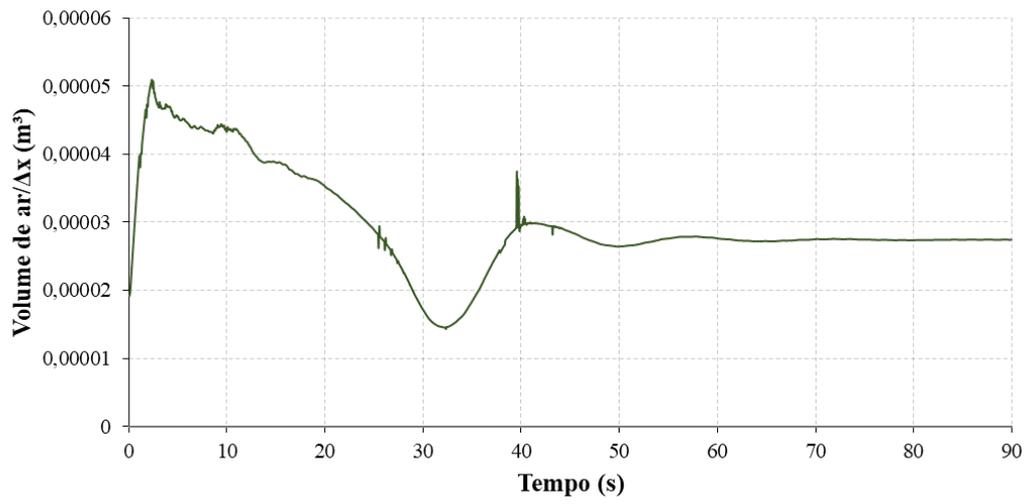


Figura B. 14 – Variação do volume de ar na seção de cálculo (Δx) a jusante da VR

- **Cenário 2.5 ($\alpha_0 = 10^{-5}$ / Fator de atrito variável)**

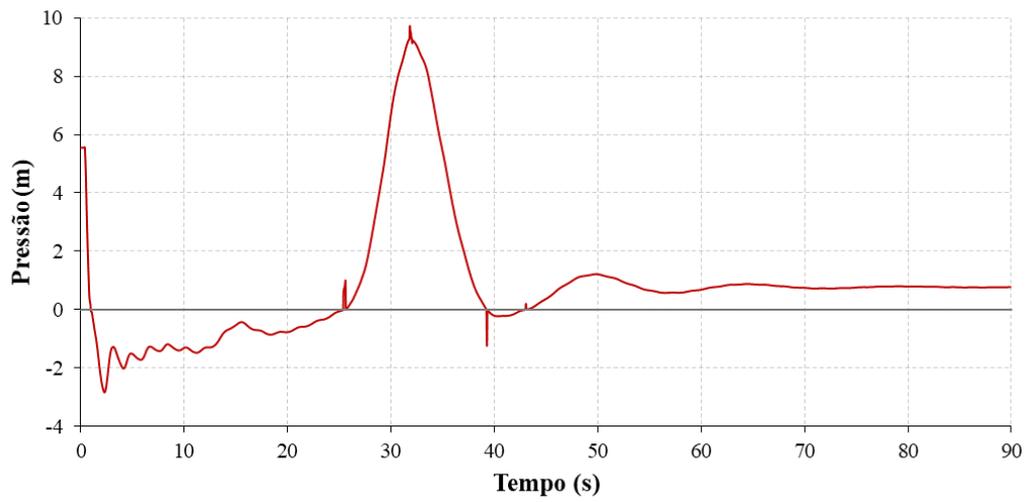


Figura B. 15 – Variação da pressão na ventosa 1

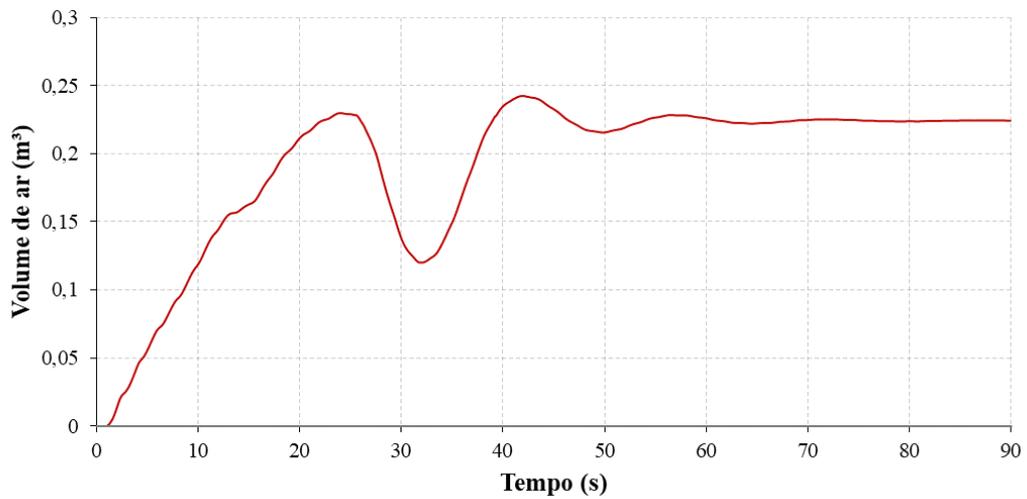


Figura B. 16 – Variação do volume de ar na ventosa 1

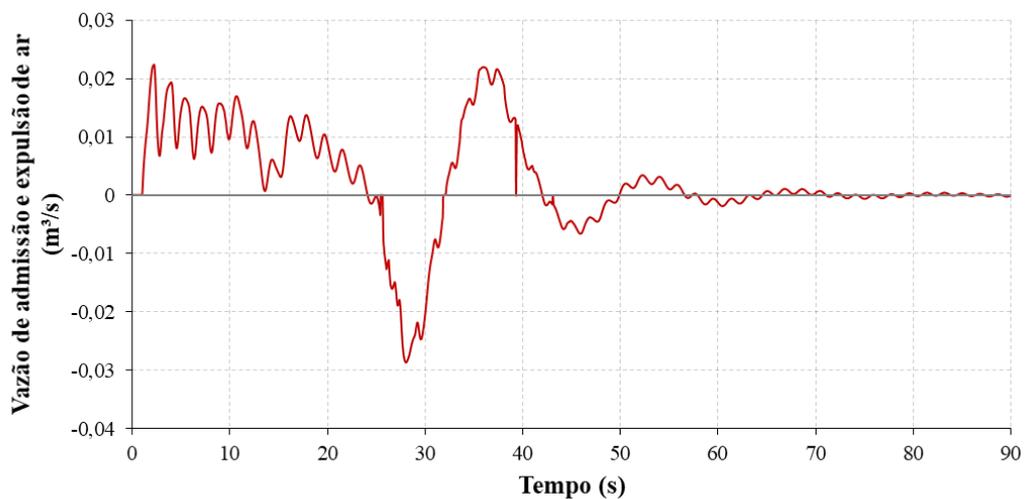


Figura B. 17 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 1

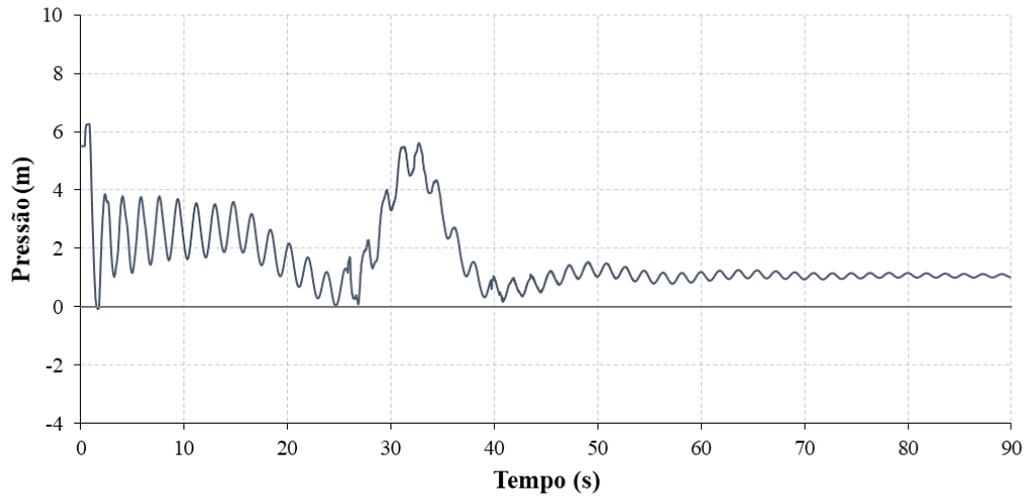


Figura B. 18 – Variação da pressão na ventosa 2

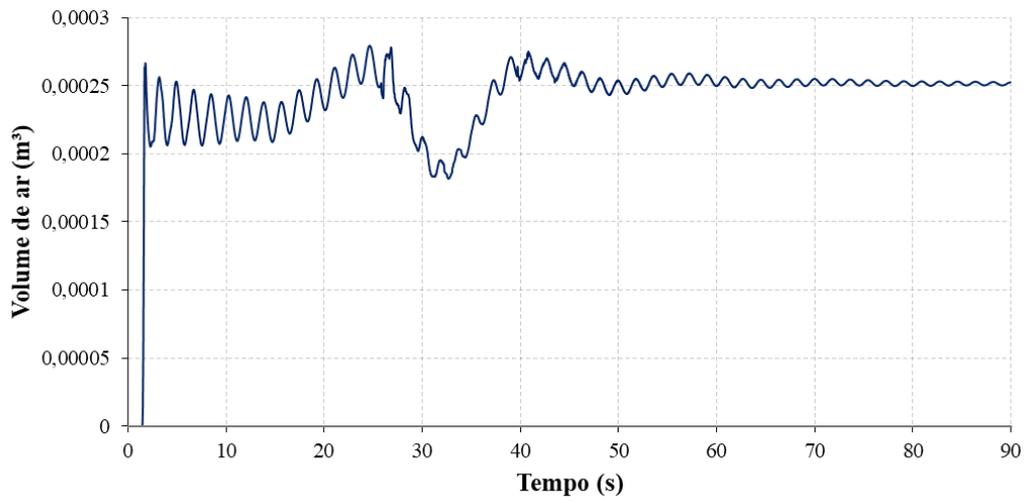


Figura B. 19 – Variação do volume de ar na ventosa 2

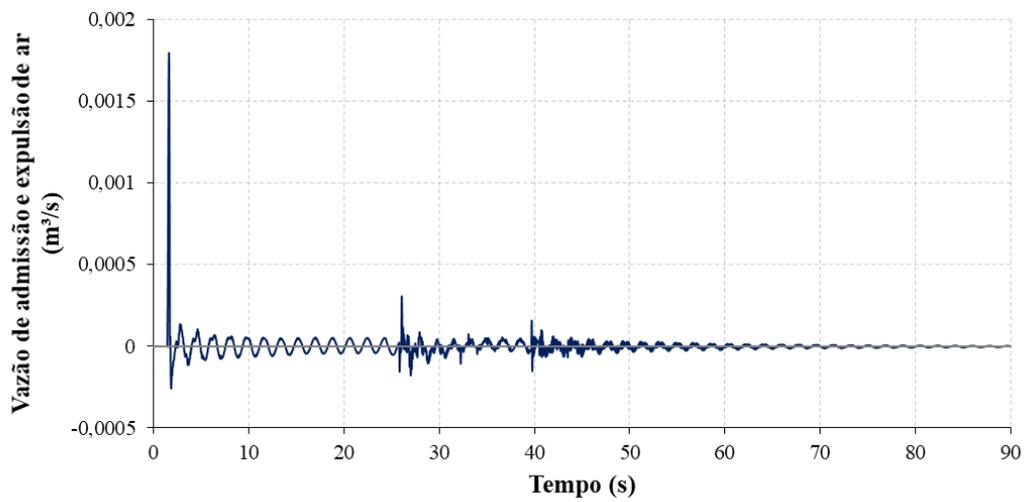


Figura B. 20 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 2

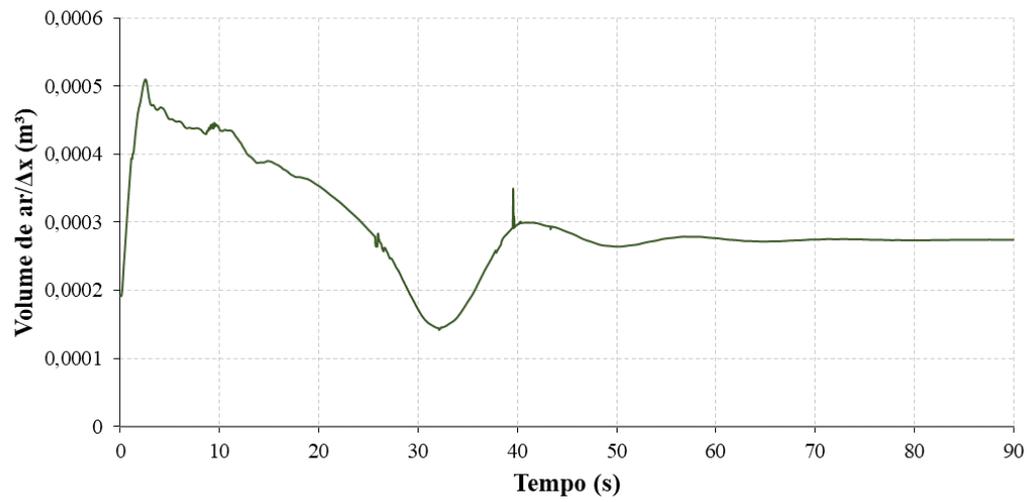


Figura B. 21 – Variação do volume de ar na seção de cálculo (Δx) a jusante da VR

○ Cenário 2.7 ($\alpha_0 = 10^{-4}$ / Fator de atrito variável)

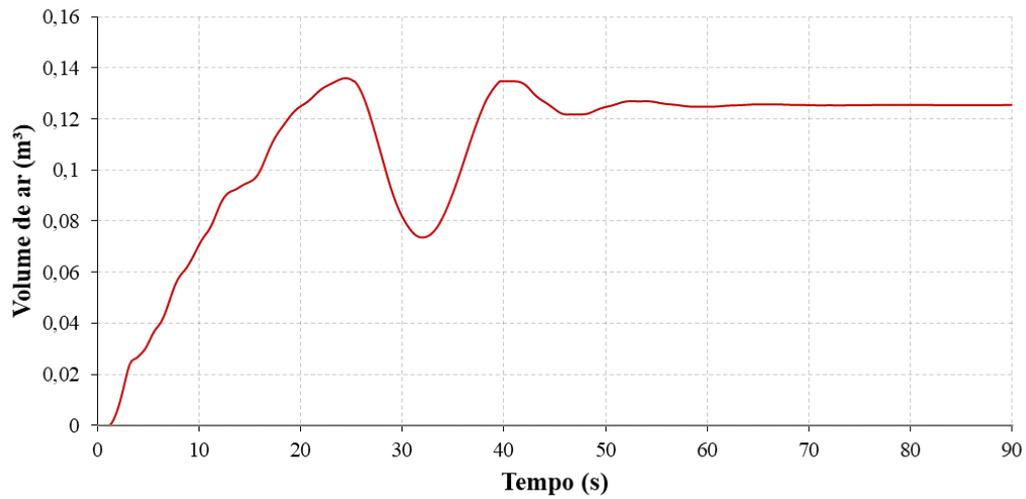


Figura B. 22 – Variação da pressão na ventosa 1

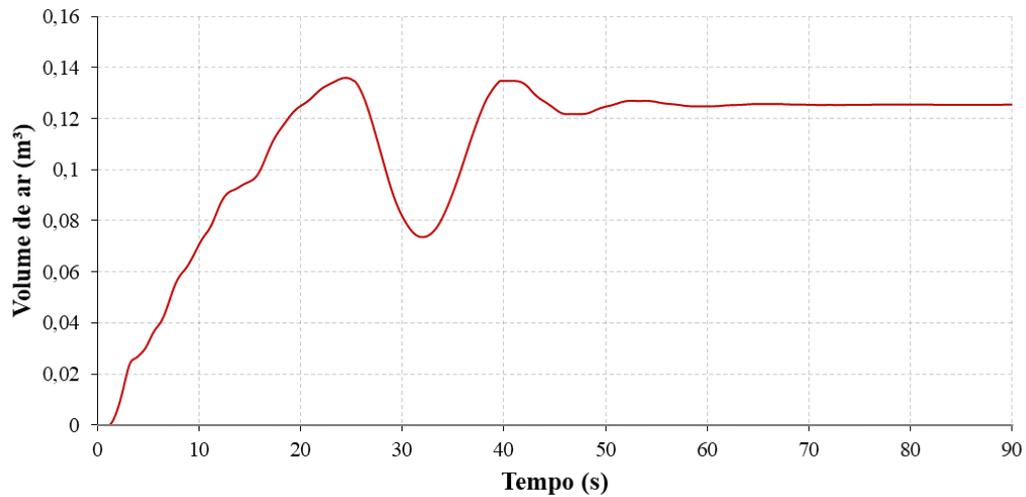


Figura B. 23 – Variação do volume de ar na ventosa 1

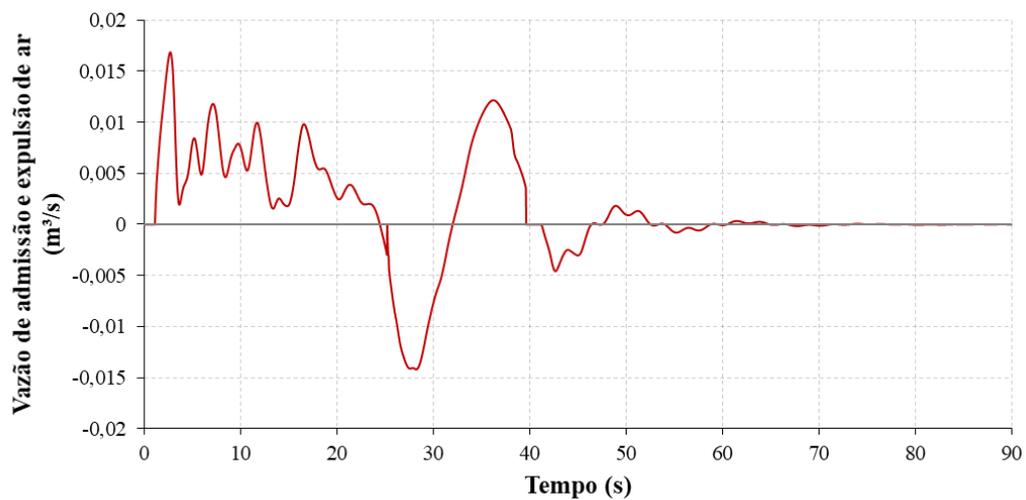


Figura B. 24 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 1

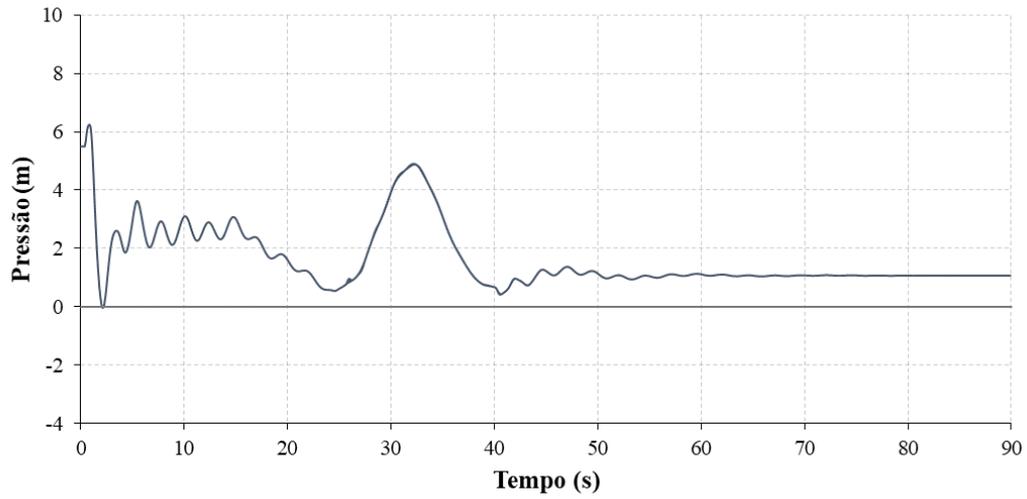


Figura B. 25 – Variação da pressão na ventosa 2

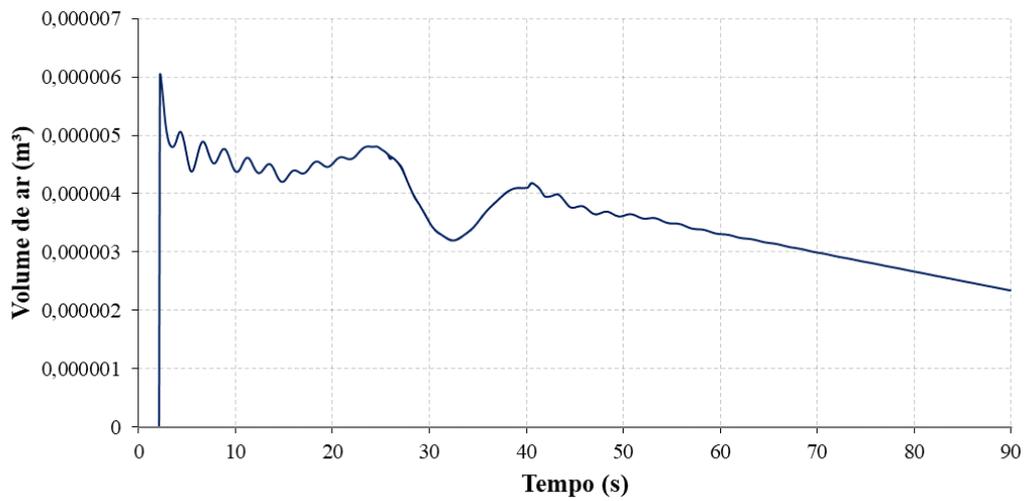


Figura B. 26 – Variação do volume de ar na ventosa 2

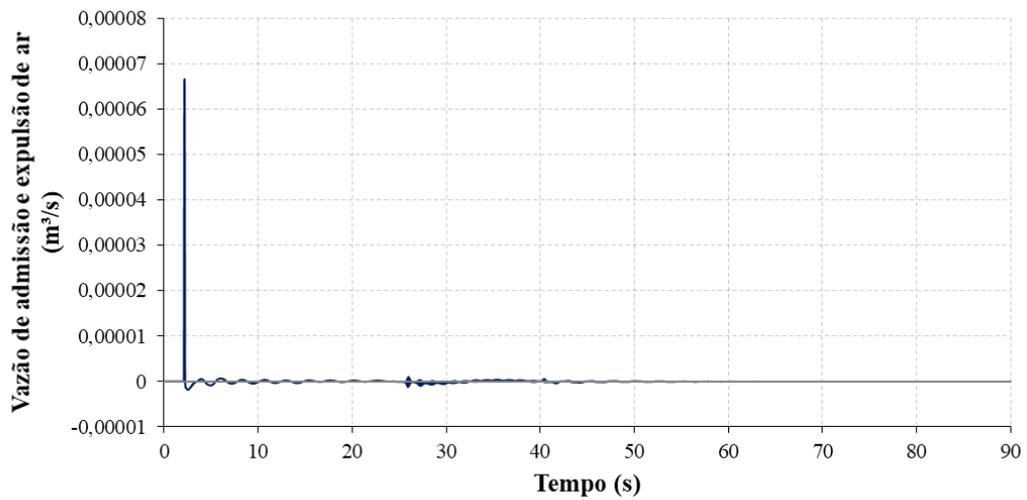


Figura B. 27 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 2

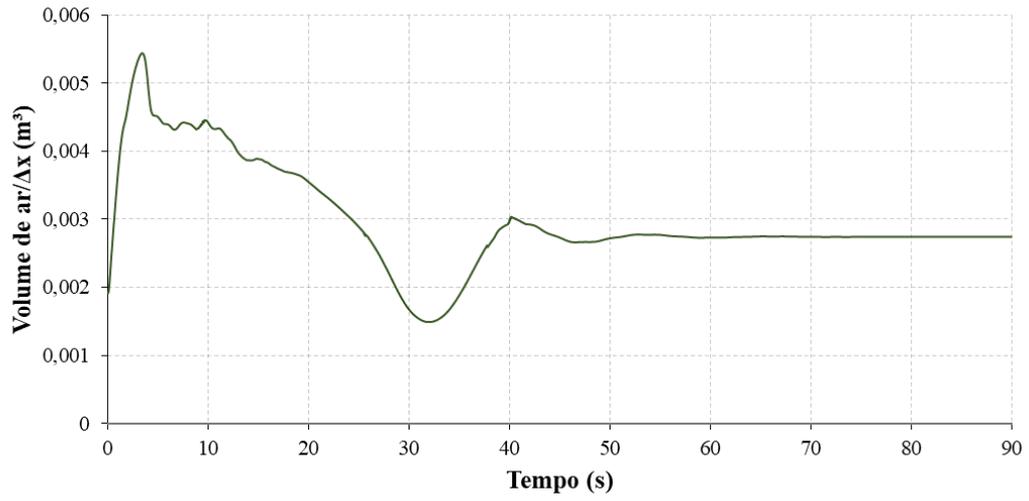


Figura B. 28 – Variação do volume de ar na seção de cálculo (Δx) a jusante da VR

- **OPERAÇÃO COM UMA BOMBA**

- **Cenário 2.1 ($\alpha_0 = 10^{-7}$ / Fator de atrito variável)**

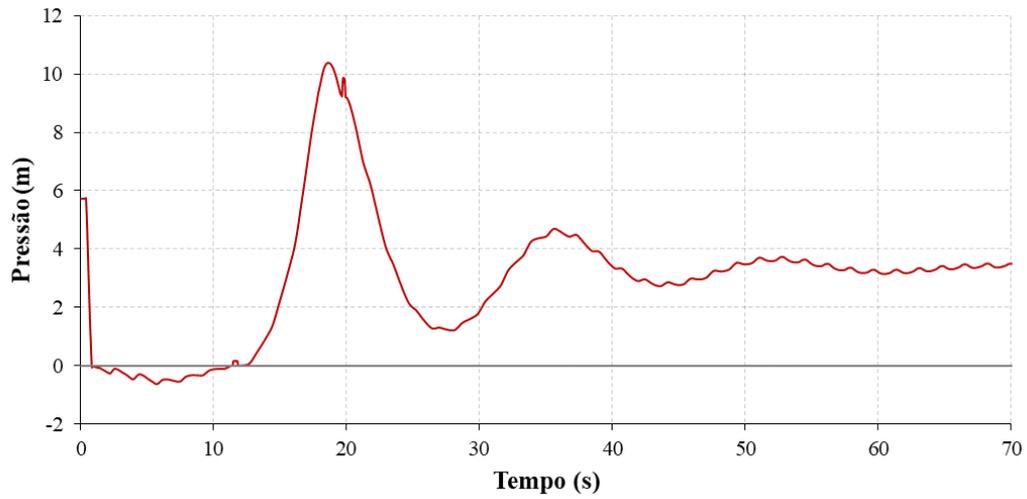


Figura B. 29 – Variação da pressão na ventosa 1

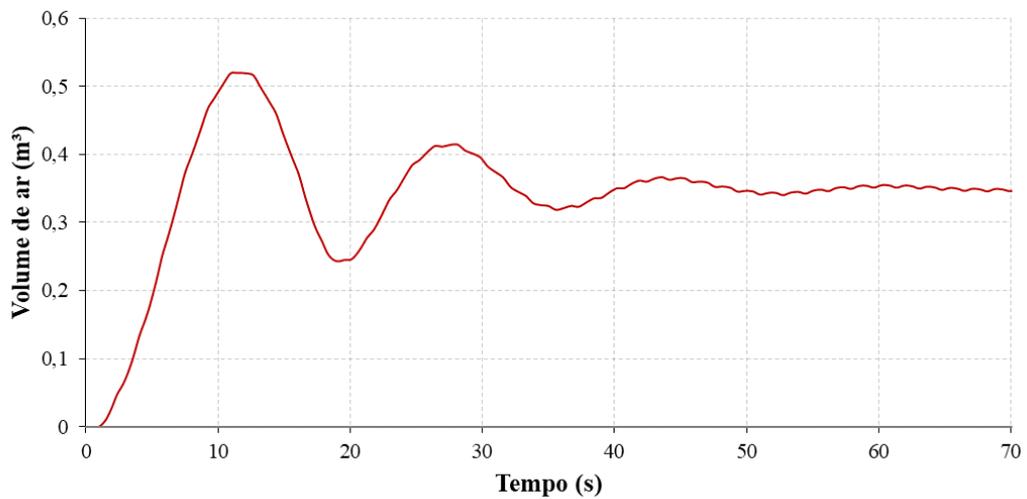


Figura B. 30 – Variação do volume de ar na ventosa 1

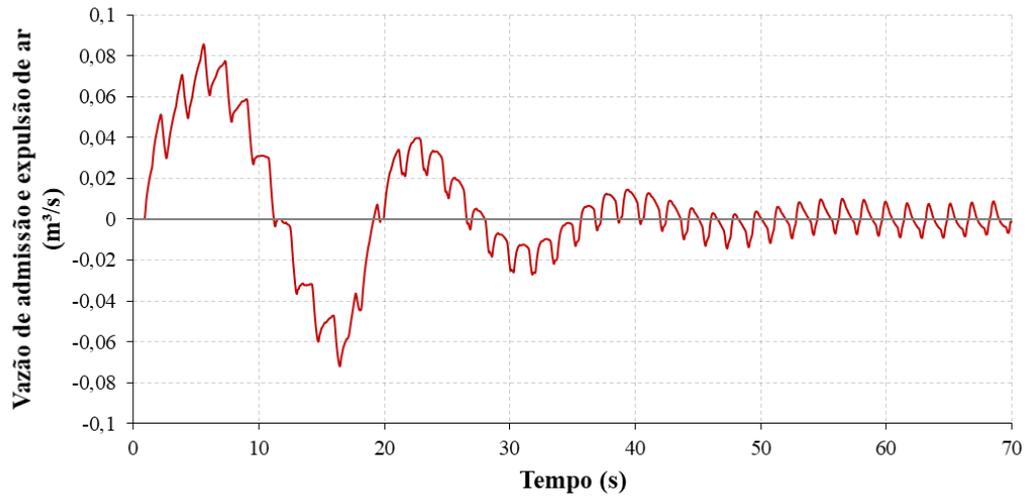


Figura B. 31 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 1

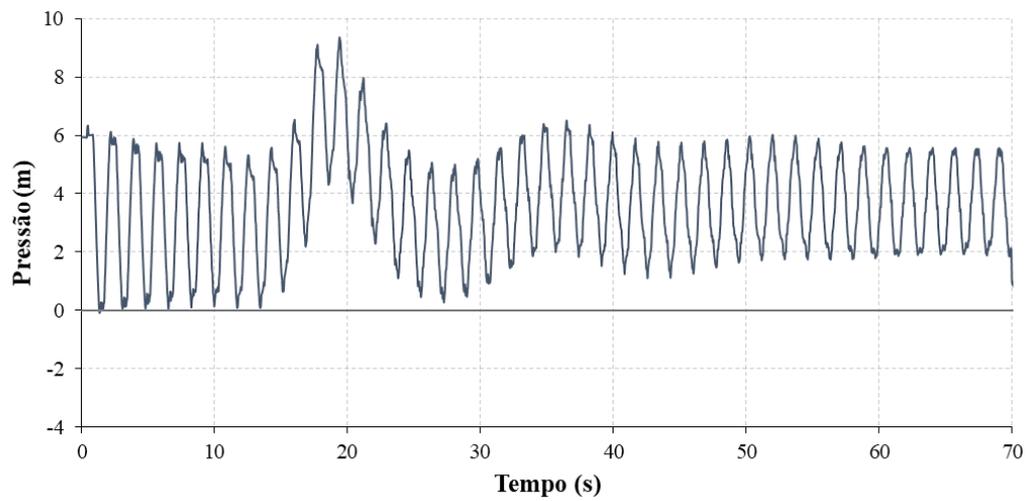


Figura B. 32 – Variação da pressão na ventosa 2

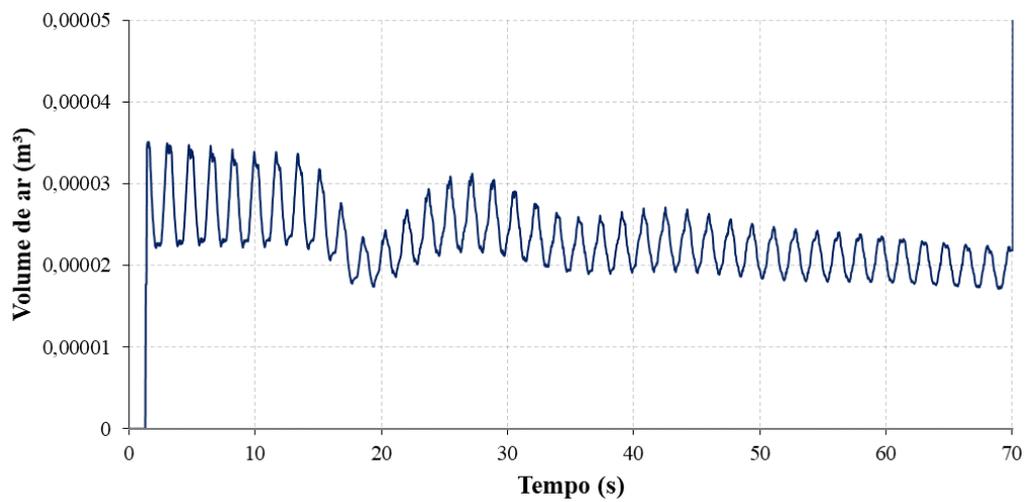


Figura B. 33 – Variação do volume de ar na ventosa 2

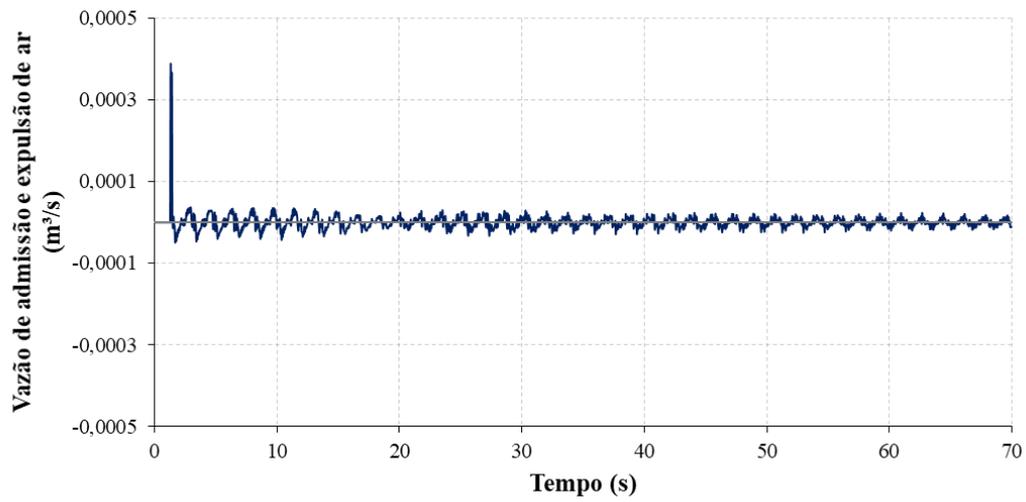


Figura B. 34 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 2

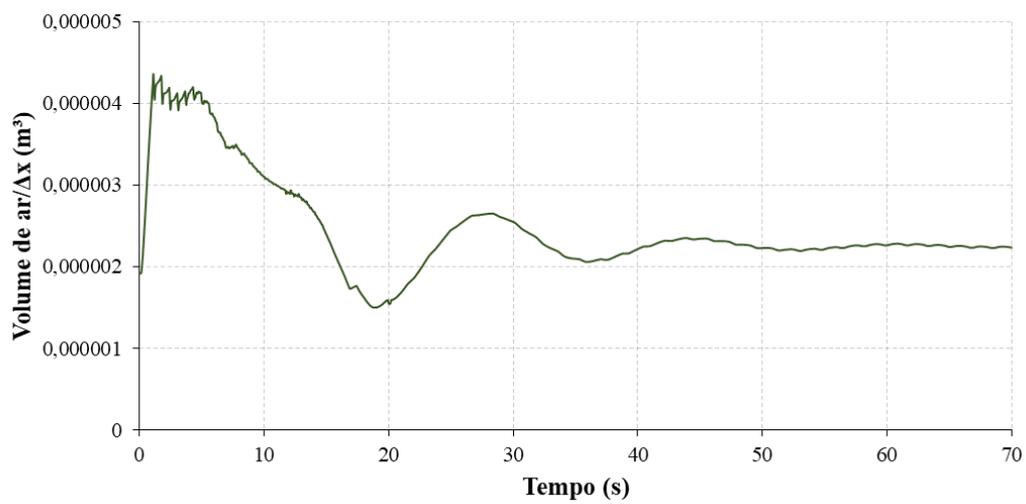


Figura B. 35 – Variação do volume de ar na seção de cálculo (Δx) a jusante da VR

○ Cenário 2.7 ($\alpha_0 = 10^{-4}$ / Fator de atrito variável)

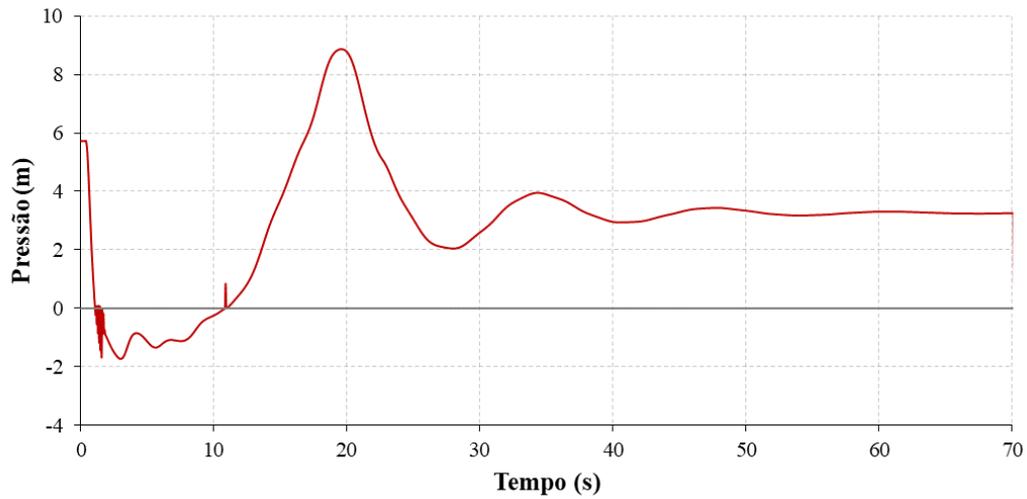


Figura B. 36 – Variação do volume de ar na ventosa 1

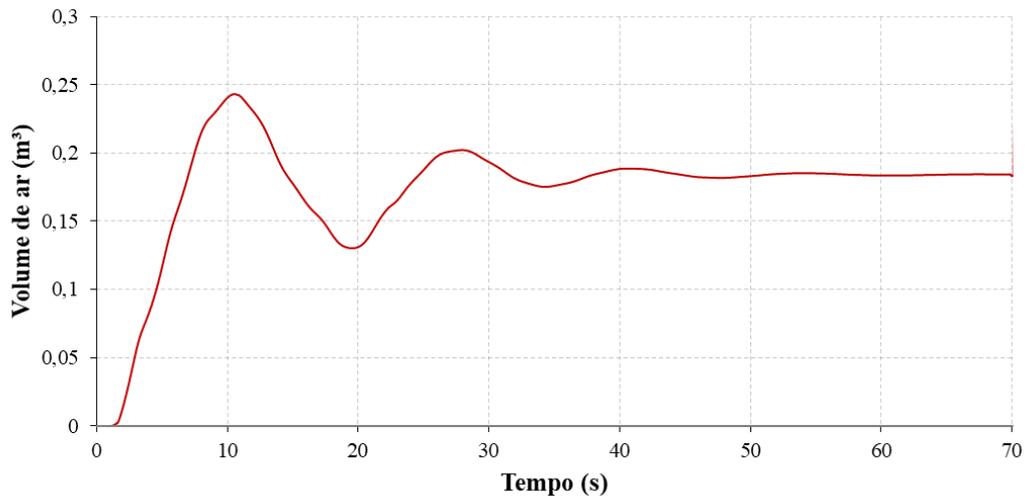


Figura B. 37 – Variação do volume de ar na ventosa 1

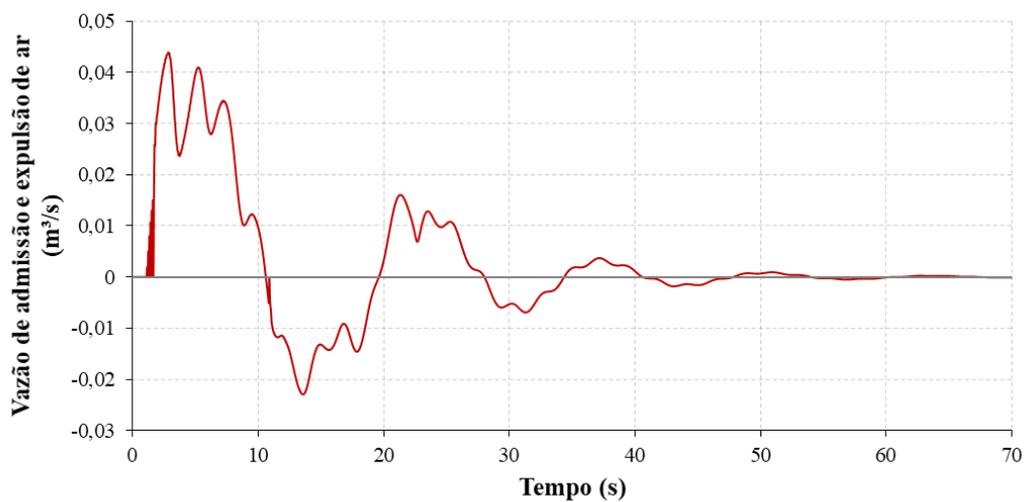


Figura B. 38 – Variação da vazão de admissão e expulsão de ar na ventosa 1

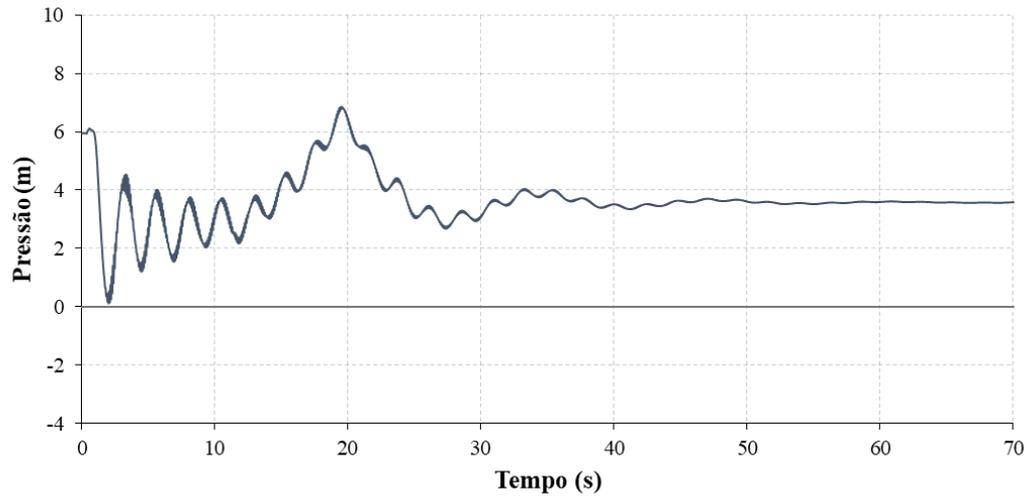


Figura B. 39 – Variação do volume de ar na ventosa 2

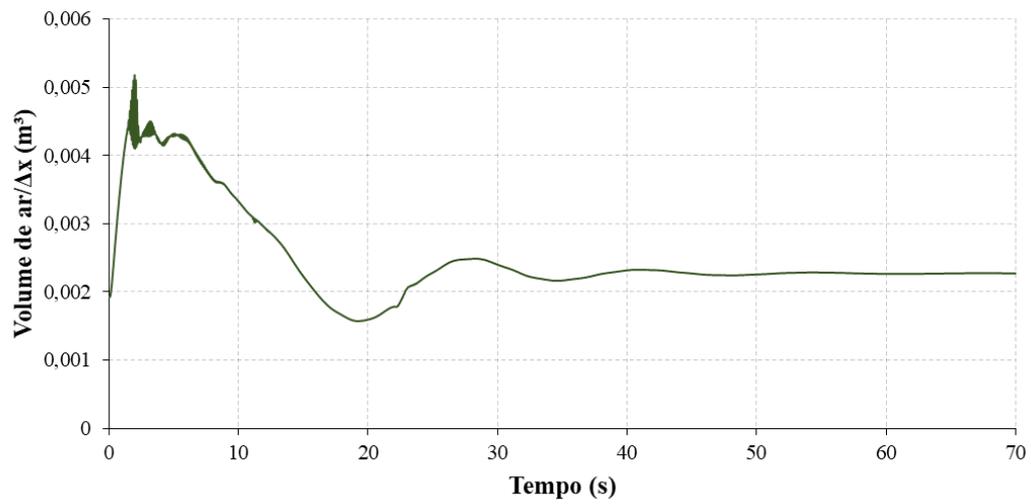


Figura B. 40 – Variação do volume de ar na seção de cálculo (Δx) a jusante da VR