



EUSTÁCIO DOS SANTOS JUSTINIANO

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

PROJETO DE DISPOSITIVOS DE PROTEÇÃO NUMA ESTAÇÃO ELEVATÓRIA (ESTUDO NUMÉRICO)

MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Universidade NOVA de Lisboa
setembro, 2022

PROJETO DE DISPOSITIVOS DE PROTEÇÃO NUMA ESTAÇÃO ELEVATÓRIA (ESTUDO NUMÉRICO)

EUSTÁCIO DOS SANTOS JUSTINIANO

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

Orientador: Luís Miguel Chagas Costa Gil,
Professor Auxiliar, Universidade NOVA de Lisboa

Júri:

Presidente: José Manuel Paixão Conde,
Professor Auxiliar, FCT-NOVA

Arguentes: Moisés Gonçalo de Brito,
Professor Auxiliar Convidado, FCT-NOVA

Orientador: Luís Miguel Chagas Costa Gil,
Professor Auxiliar, FCT-NOVA

Projeto de Dispositivos de Proteção numa Estação Elevatória (estudo numérico)

Copyright © Eustácio dos Santos Justiniano, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade NOVA de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade NOVA de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

AGRADECIMENTOS

As primeiras palavras de agradecimento vão para o Prof. Luís Gil que propôs o presente trabalho e a quem me cabe exprimir o sincero reconhecimento pela sua disponibilidade, pelas sugestões e pelas frequentes e enriquecedoras trocas de ideias com que me presenteou ao longo de toda a dissertação.

A todos os meus colegas e amigos, com especial referência ao José Carvalho, Alexandre Moreira e ao Rafael Silva por toda a ajuda, disponibilidade e amizade.

À minha namorada, Joana, por todo o apoio e pela forma como soube entender as minhas prolongadas ausências.

Por fim, queria dirigir uma palavra especial à minha família mais próxima. Aos meus avós, por todo o apoio, carinho e humildade que sempre me deram ao longo de todos estes anos. À minha irmã, Cláudia, por toda a ajuda, e principalmente pela motivação.

Finalmente, à minha mãe por ter sido o principal pilar do meu sucesso – obrigado pela ajuda, pelo carinho, pela atenção, pela disponibilidade, pela confiança e por toda a força que me deu para lutar contra as adversidades. A Ela, um obrigado por tudo.

RESUMO

O presente trabalho tem como principal objetivo o projeto de dispositivos de proteção numa estação elevatória.

Inicialmente, destacam-se os conceitos fundamentais através de um enquadramento ao tema, procurando realçar os fenómenos relevantes para o presente estudo. Esclarecem-se conceitos importantes referentes ao escoamento em pressão e procura-se salientar a importância da implementação de dispositivos de proteção.

Posteriormente, é feita uma abordagem quantitativa e qualitativa aos fundamentos teóricos, apresentando todas as equações que descrevem este tipo de problemas. Introduce-se os dispositivos de proteção de forma simples, descrevendo a sua aplicabilidade e função. Ainda dentro desta narrativa, é apresentada a modelação matemática em que se apoia o método das características para resolver as equações. Paralelamente, descreve-se o programa computacional utilizado para as simulações numéricas.

Mais adiante, dimensiona-se uma estação elevatória em regime permanente contendo um grupo eletrobomba. Depois de dimensionada, submete-se a mesma a regimes transitórios através de simulações numéricas exaustivas, aplicando três cenários para o efeito: falha de energia, saída de serviço e arranque da bomba.

Os resultados obtidos no primeiro cenário conduziram à aplicação de três dispositivos de proteção: válvula de retenção, reservatório de ar comprimido e válvula de alívio. Na 'saída de serviço', estudou-se a conjugação do fecho da bomba com o fecho da válvula de seccionamento. Foi possível caracterizar as operações de fecho que preservam a integridade estrutural da estação. Por fim, os resultados obtidos para a operação de 'arranque da bomba' permitiram constatar o sucesso do dimensionamento da estação e dos respetivos dispositivos.

Palavras-chave: dispositivos de proteção, estação elevatória, regimes transitórios, reservatório de ar comprimido, válvula de retenção, válvula de alívio.

ABSTRACT

The main objective of this work is the design of protection devices in a pumping station.

Initially, fundamental concepts are highlighted through a framework of the theme, trying to highlight the phenomena that are behind this study. Important concepts regarding pressured flow are clarified and the importance of the implementation of protection devices is highlighted.

Subsequently, a quantitative and qualitative approach is made to the theoretical foundations relevant to the subject, presenting all the equations that describe this type of problem. Protection devices are introduced in a simple way, describing their applicability and function. Still within this narrative, the mathematical modelling used by the method of characteristics to solve the equations is presented. In parallel, the numerical code used for the numerical simulations is described.

Further on, a pumping station in steady state containing an electric pump group is dimensioned. After dimensioning, it is submitted to transient state conditions through exhaustive numerical simulations, applying three scenarios for the purpose: power failure, pump shutdown and pump start-up.

The results obtained in the first scenario allowed the application of three protection devices: check valve, surge tank and relief valve. In the pump shutdown, the combination of turning off the pump and closing the gate valve was studied. It was possible to estimate the values of closing times that preserve the structural integrity of the station. Finally, the results shown by the 'pump start-up' allowed us to ascertain the success of the sizing of the station and its devices.

Keywords: protection devices, pumping station, transient regimes, surge tank, check valve, relief valve.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Enquadramento.....	1
1.2	Motivação	2
1.3	Objetivos.....	3
1.4	Estrutura.....	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E MODELAÇÃO MATEMÁTICA	5
2.1	Choque hidráulico.....	5
2.1.1	Geração e propagação da onda transiente. Aspeto qualitativo	5
2.1.2	Cálculo da celeridade e amplitude das ondas de pressão. Aspeto quantitativo	7
2.1.3	Equações fundamentais de regimes transitórios em condutas.....	10
2.2	Dispositivos de proteção de choque hidráulico	12
2.2.1	Considerações iniciais.....	12
2.2.2	Reservatório de ar comprimido	13
2.2.3	Válvulas e acessórios.....	16
2.3	Método das características.....	21
2.3.1	Descritização das equações fundamentais do escoamento numa conduta.....	21
2.3.2	Condições de fronteira	24
2.4	Código numérico	35
2.4.1	Hipóteses simplificativas.....	35
2.4.2	Entrada de dados.....	36
3	ESTAÇÃO ELEVATÓRIA	39
3.1	Considerações iniciais	39

3.2	Sistema de abastecimento	39
3.3	Definição do problema	40
3.3.1	Dimensionamento da secção	41
3.3.2	Curva da instalação.....	42
3.3.3	Seleção da bomba	45
4	SIMULAÇÕES NÚMERICAS E DISCUSSÃO DE RESULTADOS	49
4.1	Considerações iniciais	49
4.2	Falha de enegia.....	54
4.3	Saída de serviço.....	78
4.4	Arranque da bomba.....	82
5	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	85
5.1	Conclusões.....	85
5.2	Trabalhos futuros	87

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 - Geração e propagação de uma onda de pressão (Lencastre, 1996).	6
Figura 2.2 - Representação da descontinuidade à passagem da onda de pressão. a) análise transiente; b) análise estacionária (Oliveira & Lopes, 2016).	8
Figura 2.3 - Volume de controlo utilizado para os balanços infinitesimais de massa e de quantidade de movimento.	10
Figura 2.4 - Representação da linha piezométrica (Oliveira & Lopes, 2016).	12
Figura 2.5 - Exemplo de envolventes de pressão numa estação. a) perfil favorável; b) perfil desfavorável (Lencastre, 1996).	13
Figura 2.6 - Sistema RAC – conduta (Almeida, 1981).	14
Figura 2.7 - Tipos de ligação ao RAC (Lencastre, 1996).	14
Figura 2.8 - Válvulas de gaveta (Yuanda Valve Group Co., Ltd, 2022).	18
Figura 2.9 - Ilustração do batimento de uma válvula de retenção (Val-Matic Valve & Mfg. Corp., 2018).	19
Figura 2.10 - Curvas características de várias válvulas de retenção.	20
Figura 2.11 - Válvula de alívio.	21
Figura 2.12 - Malha de cálculo, método das características (Wylie & Streeter, 1993).	22
Figura 2.13 - Representação da conduta de ligação (Wylie & Streeter, 1978).	28
Figura 2.14 - Representação do θ no sistema de eixos ordenados α e v	31
Figura 2.15 - Zonas de funcionamento duma bomba (Almeida, 1981).	32
Figura 3.1 - Esquema simplificado de um sistema de abastecimento de água (Oliveira & Lopes, 2016).	40
Figura 3.2 - Diagrama de <i>Moody</i>	43
Figura 3.3 - Curva característica da ligação em paralelo das bombas (GrundFos, 2022).	47
Figura 4.1 - Esquema inicial da instalação.	50
Figura 4.2 - Parâmetros de Suter para velocidade específica de $N_s = 15,7$	53
Figura 4.3 - Velocidade do escoamento na secção imediatamente a jusante da bomba.	54
Figura 4.4 – Bomba: velocidade de rotação, binário e altura manométrica.	55
Figura 4.5 - Envolventes de pressão.	56

Figura 4.6 - Esquema da instalação com válvula de retenção.	57
Figura 4.7 - Velocidade do escoamento na secção imediatamente a jusante da bomba.	58
Figura 4.8 - Velocidade do escoamento na secção imediatamente a jusante da bomba.	58
Figura 4.9 - Velocidade de rotação da bomba sob ação das válvulas de retenção.	59
Figura 4.10 - Cv, pressão estática e velocidade do escoamento a jusante da válvula de retenção.	60
Figura 4.11 - Cv, pressão relativa e velocidade do escoamento a jusante da válvula de retenção.	61
Figura 4.12 - Envoltórios de pressão sob ação da válvula Nozzle Strong.	62
Figura 4.13 - Envoltórios de pressão sob ação da válvula Dual-Disc.	62
Figura 4.14 - Envoltórios de pressão sob ação da válvula Silente.	63
Figura 4.15 - Envoltórios de pressão sob ação da válvula Split.	63
Figura 4.16 - Envoltórios de pressão sob ação da válvula Resilence.	64
Figura 4.17 - Envoltórios de pressão sob ação da válvula Moving Ball.	64
Figura 4.18 - Pressões externas junto de uma bomba após falta de corrente (Lencastre, 1996).	66
Figura 4.19 - Pressões mínimas ao longo da conduta (Lencastre, 1996).	67
Figura 4.20 - Valor ótimo da perda de carga no orifício do clapet (Lencastre, 1996).	68
Figura 4.21 - Esquema da instalação com a introdução do RAC.	70
Figura 4.22 - Envoltórios de pressão sob ação da válvula Dual-Disc.	70
Figura 4.23 - Envoltórios de pressão sob ação da válvula Silente.	71
Figura 4.24 - Envoltórios de pressão sob ação da válvula Split.	71
Figura 4.25 - Envoltórios de pressão sob ação da válvula Resilence.	72
Figura 4.26 - Envoltórios de pressão sob ação da válvula Moving Ball.	72
Figura 4.27 - Pressão à saída da válvula de retenção com e sem RAC.	73
Figura 4.28 - Pressão e o caudal volumico de ar no interior do reservatório hidropneumático.	74
Figura 4.29 - Caudal volúmico e volume de ar no interior do reservatório hidropneumático.	74
Figura 4.30 - Esquema da instalação com a introdução da válvula de alívio.	75
Figura 4.31 - Envoltórios de pressão sob ação da válvula Split.	76
Figura 4.32 - Envoltórios de pressão sob ação da válvula Resilence.	76
Figura 4.33 - Envoltórios de pressão sob ação da válvula Moving Ball.	77
Figura 4.34 - Caudal extraído na válvula de alívio.	77
Figura 4.35 - Velocidade do escoamento a jusante da bomba.	78
Figura 4.36 - Lei de fecho da válvula de seccionamento.	79
Figura 4.37 - Coeficiente de caudal da válvula de alívio.	79
Figura 4.38 - Coeficiente de caudal da válvula de retenção.	80
Figura 4.39 - Pressão à saída da válvula de seccionamento.	80
Figura 4.40 - Velocidade do escoamento à saída da bomba.	81
Figura 4.41 - Envoltórios de pressão para o presente cenário.	81
Figura 4.42 - Variação do binário com velocidade do sincronismo do motor utilizado no acionamento da bomba.	82
Figura 4.43 - Lei de abertura da válvula de seccionamento.	83

Figura 4.44 - Velocidade da rotação da bomba no arranque.	83
Figura 4.45 - Caudal à saída da bomba.	84
Figura 4.46 - Envoltentes de pressão no arranque da bomba.	84

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1 - Características da conduta de aspiração.....	42
Tabela 3.2 - Características da conduta de recalque.	44
Tabela 4.1 – Propriedades do fluido.	50
Tabela 4.2 – Reservatórios.....	50
Tabela 4.3 – Condutas.	51
Tabela 4.4 - Válvula de seccionamento.	51
Tabela 4.5 - Curvas 45º.....	51
Tabela 4.6 - Joelho 90º.....	51
Tabela 4.7 - Curvas de funcionamento de uma bomba na rotação nominal.	52
Tabela 4.8 – Bomba.	53
Tabela 4.9 - Coeficientes de caudal, Cv.....	57
Tabela 4.10 - Entrada de dados para o RAC.....	69

SIGLAS

<i>Asp.</i>	Aspiração
C45	Curva a 45°
<i>Comp.</i>	Compressão
DN	Diâmetro nominal
EP	Envolvente de pressão
Est.	Estacionário
eq.	Equivalente
ETA	Estação de tratamento de água
J90	Joelho a 90°
LP	Linha piezométrica
mca	Metros de coluna de água
n	Nominal
<i>Piezóm.</i>	Piezométrica
PN	Pressão nominal
RAC	Reservatório de ar comprimido
SC	Superfície de controlo
va	Válvula de alívio
VC	Volume de controlo

SÍMBOLOS

$\vec{F}_s$	Força de superfície [MLT ⁻²]
C^-	Linha característica de jusante
C^+	Linha característica de montante
C_d	Coeficiente de descarga
C_v	Coeficiente de caudal
N_s	Velocidade específica [L ³ T ⁻¹]
R_e	Relação de Reynolds
τ_{DW}	Tensão de corte na parede, segundo Darcy-Weisbach [ML ⁻¹ T ⁻²]
$\forall$	Volume [L ³]
Δ	Variação de...
h	Altura, altura manométrica, profundidade [L]
A	Parâmetro da conduta, área [L ²]
C	Característica do estragulamento
D	Diamêtro [L]
H	Altura, carga total [L]
I	Momento de inércia [L ⁴]
J	Parâmetro de inércia
K	Coeficiente de perda de carga [L ⁻⁵ T ²]
L	Comprimento [L]
M	Binário [ML ² T ⁻²]

P	Potência [ML^2T^{-3}]
Q	Caudal volumico [L^3T^{-1}]
S	Secção de uma conduta [L^2]
V	Velocidade [LT^{-1}]
c	Celeridade de uma onda [LT^{-1}]
dA	Área elementar [L^2]
dv	Volume elementar [L^3]
f	Coeficiente de fator de atrito
g	Aceleração gravítica [LT^{-2}]
k	Módulo de elasticidade [$\text{ML}^{-1}\text{T}^{-2}$]
p	Pressão [$\text{ML}^{-1}\text{T}^{-2}$]
t	Tempo [T]
v	Parâmetro de adimensionalização do caudal escoado
z	Coordenada [L]
α	Parâmetro de adimensionalização da velocidade de rotação
β	Parâmetro de adimensionalização do binário da bomba
ε	Rugosidade [L]
η	Rendimento global
ρ	Massa volumica [ML^{-3}]
ν	Viscosidade cinemática [L^2T^{-1}]
ω	Velocidade angular em torno de um eixo específico [T^{-1}]
tc	Tempo crítico

INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento

No geral, todos têm presente o som, idêntico ao de uma ou várias pancadas fortes contra uma superfície sólida, que pode ser provocado pelo rápido fecho de uma torneira numa canalização de água, sobretudo se a mesma não for moderna. O ruído dessa(s) pancada(s) é, regra geral, seguido de uma intensa vibração na conduta. Este fenómeno é conhecido por golpe de ariete e designado na literatura inglesa por *waterhammer*.

Para o seu estudo em mecânica dos fluidos, ambas as expressões, inglesa e portuguesa, remetem a uma imagem da canalização a ser ‘martelada’ pelo fluido nela contido. De facto, e para se ser mais meticoloso, ariete era um instrumento de guerra, tradicionalmente constituído por um cilindro de grande inércia e resistência mecânica, que os povos antigos arremessavam contra portadas e muralhas de fortificações, com o simples intuito de as arrombar. Por sua vez, a tradução literal da designação inglesa (martelo de água) pode mostrar um carácter enganador, já que o fenómeno se verifica em canalizações para qualquer fluido (líquido ou gás) e não apenas água.

Antes de abordar analiticamente a geração do golpe de ariete e a propagação da onda transiente resultante do mesmo, e de modo a entender-se melhor a natureza e origem deste fenómeno, recorrem-se a três exemplos sugeridos em (Oliveira & Lopes, 2016) de situações quotidianas que se mostram de fácil visualização: o trânsito automóvel; um comboio; e uma simples mola helicoidal.

Considere-se, então, uma fila de automóveis que se movem numa estrada, com exactamente a mesma velocidade de cruzeiro e que distam entre si a chamada distância regulamentar de segurança. A dado instante, surge um obstáculo, que impõe a uma paragem súbita. O primeiro condutor, ao avistar a interdição trava e para; por sua vez, o condutor do segundo automóvel trava e para também, neste caso não por ter visto o obstáculo, mas porque o automóvel à sua frente parou. Pelo facto de ter começado a travar depois do primeiro, o segundo carro imobiliza-se a uma distância inferior àquela que mantinha quando em velocidade de cruzeiro. De modo análogo, a mensagem de paragem obrigatória é emitida de carro em carro, até à completa imobilização do último veículo que ocorre bem depois do primeiro. Dado a paralisação de todos os veículos, é notório que a distância da frente do primeiro carro até à traseira do último é menor do que a mesma, quando seguiam em velocidade de cruzeiro.

Articulando o episódio em engenharia, pode dizer-se que a coluna de automóveis sofreu um efeito de ‘compressão’. Tal efeito, seria evitado se, hipoteticamente, todos os condutores tivessem visto o obstáculo ao mesmo tempo, travando assim todos em simultâneo. Finalmente, quando o obstáculo é retirado, dá-se o oposto do processo de paragem: o primeiro condutor arranca; o segundo vê o primeiro a arrancar e arranca depois; e assim seguidamente. As distâncias entre os automóveis voltam a aumentar até se atingir o estado inicial, e a coluna regista, um efeito global de ‘expansão’.

Atente-se agora outro caso: um comboio em andamento, constituído por uma locomotiva e um conjunto de vagões, conectados entre si por um sistema de para-choques relativamente flexível. Se, porventura, o guarda-freios da locomotiva resolver parar o comboio, a imobilização dos vagões não é simultânea. Pelo contrário, a paragem tem início na locomotiva, onde o para-choques, ao ser comprimido pela inércia do primeiro vagão, exerce a força necessária para o imobilizar. Recorrendo à segunda lei de Newton, facilmente se percebe que essa força será tanto maior quanto mais expressiva for a desaceleração por si provocada. Por sua vez, o para-choques traseiro do primeiro vagão irá parar o segundo, e assim sucessivamente, até à total imobilização do último.

Por fim, analise-se uma mola helicoidal. Imagine-se que esta se encontra encastrada num dos extremos e que regista uma pancada de compressão no outro extremo: regista uma deflexão que se transmite ao longo de todo o seu comprimento, e que pode ser bem visível para um observador mais atento. Depois de atingir o extremo apoiado, a onda reflete-se, propagando-se, agora, em sentido contrário. Em suma, podemos afirmar que a energia resultante da pancada foi, assim, convertida em energia de deformação elástica que se propagou ao longo da mola, sob a forma de onda de deflexão.

1.2 Motivação

No estudo de qualquer escoamento sob pressão, é absolutamente crítico conhecer os possíveis regimes que este pode operar. No geral, define-se regime permanente (ou estacionário) quando a velocidade e a pressão não variam no tempo, ou, de uma forma mais intuitiva, quando o caudal se mantém constante ao longo de toda a instalação, qualquer que seja a secção considerada. No entanto, as instalações típicas que funcionam sob pressão têm, regra geral, na sua composição: condutas de eixo retilíneo montadas em série (unidas por acessórios), curvas, cotovelos, válvulas, entre muito outros, e agregam, eventualmente máquinas hidráulicas. Todos estes componentes conjugados resultam num sistema hidráulico de geometria complexa.

Assim sendo, uma situação comum em sistemas hidráulicos é a alteração nas condições de funcionamento. Alterações essas que fazem com que o respetivo escoamento apresente, durante um intervalo de tempo que pode ser mais ou menos longo um regime variável (também designado por regime transitório). Denomina-se golpe de ariete ou choque hidráulico se essa variação colocar em causa as características elásticas da conduta e do líquido e se as variações de pressão forem significativas, relativamente aos valores em regime permanente (Quintela, 2011).

No que toca ao golpe de ariete, muitos dos problemas que podem surgir nas condutas elevatórias são semelhantes aos de outro tipo de condutas. No entanto, em estações elevatórias o transitório hidráulico mais severo é, normalmente, motivado pela interrupção súbita do funcionamento das bombas como consequência da falha na alimentação elétrica. Nesta conformidade, torna-se absolutamente essencial estudar o comportamento das bombas em regime variável e a lei de variação do caudal durante a paragem das mesmas já que estas são de difícil controle. A alteração do caudal resulta em variações de pressão que, consoante alguns valores podem provocar a rotura da veia líquida. A essas variações, à velocidade de propagação das ondas e ao período durante o qual a conduta elevatória está sujeita a esses efeitos representam a necessidade de se prever dispositivos de proteção (Almeida, 1981).

1.3 Objetivos

A presente dissertação tem como principal objetivo o projeto de dispositivos de proteção numa estação elevatória.

Para o efeito, começa-se por dimensionar de raiz um sistema elevatório típico (incluindo grupo eletro-bomba) em regime permanente. Posteriormente, verifica-se a integridade estrutural do mesmo através de várias simulações numéricas exaustivas, estudando três cenários em regime transitório (falha de energia, saída de serviço e entrada em serviço) para o completo dimensionamento do sistema. Espera-se, naturalmente, que com o avanço nas simulações, a necessidade de se introduzir dispositivos se torne mais evidente. A aplicação e influência de cada dispositivo é, então, analisada criteriosamente e sequencialmente ampliando, assim, a complexidade das respetivas simulações.

Pretende-se, assim, que este trabalho contribua para o eventual desenvolvimento de uma metodologia generalista de análise preliminar de qualquer projeto desta natureza.

Por fim, espera-se ainda que esta dissertação possa contribuir para a promoção da utilização de ferramentas numéricas, uma vez que estas se mostram fundamentais no estudo de transitórios hidráulicos, mas que, infelizmente, aparentam ter pouca expressão no mundo da engenharia.

1.4 Estrutura

A presente dissertação encontra-se organizada em cinco capítulos:

1. Introdução
2. Revisão bibliográfica e modelação matemática
3. Estação elevatória
4. Simulações numéricas e discussão de resultados
5. Conclusão

No primeiro capítulo, faz-se uma introdução ao tema começando com um enquadramento, procurando realçar os fenómenos que estão por detrás do presente estudo. São ainda esclarecidos alguns conceitos importantes referentes ao escoamento em pressão e procura-se salientar a importância da implementação de dispositivos de proteção.

No capítulo 2, é feita uma abordagem quantitativa e qualitativa aos principais fundamentos teóricos relevantes para o tema, apresentando todas as equações que descrevem este tipo de problemas. Introduz-se os dispositivos de proteção de forma simples, descrevendo a sua aplicabilidade e função. Ainda no segundo capítulo, é apresentada a modelação matemática implementada no método das características. Por fim, descreve-se o código numérico utilizado nesta dissertação.

No capítulo 3, é dimensionada a estação elevatória contendo um grupo eletrobomba em regime permanente. Este é dividido em 4 subcapítulos, procurando trazer uma sequência de etapas que seja perceptível para o leitor.

No quarto capítulo, submete-se a estação elevatória a regimes transitórios através de simulações numéricas exaustivas, aplicando três cenários: falha de energia, 'saída de serviço' e 'arranque da bomba'. Paralelamente, analisam-se os resultados de forma cuidadosa e sequencial.

A conclusão preenche o capítulo 5, e é onde é feita uma reflexão da análise dos resultados exposta no capítulo anterior. São ainda sugeridas algumas ideias para trabalhos futuros.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E MODELAÇÃO MATEMÁTICA

2.1 Choque hidráulico

Os princípios teóricos do golpe de ariete são públicos e notórios já há mais de um século desde os trabalhos pioneiros de Michaud (1878), Joukowsky (1897) e Allievi (1902). Com efeito, apesar de o regime variável em pressão, especialmente, o estudo da propagação de ondas de pressão em condutas, ter sido objeto de estudo desde o século XVII (com trabalhos de Isaac Newton) para muitos matemáticos e físicos de renome, é facilmente entendível que os fenômenos até então estudados não podem ser totalmente afigurados com os que regem os sistemas hidráulicos que são concebidos por engenheiros e construídos a partir do século XIX (Almeida, 1981).

Felizmente, a bibliografia referente a este assunto incorpora contribuições de muitos autores de uma perspectiva histórica dos métodos de análise do golpe de ariete. Até há relativamente pouco tempo, em 1977, Jaeger apresentou um rico e numeroso conjunto de referências bibliográficas sobre regimes transitórios sob pressão entre os quais se podem encontrar bastantes referências fundamentais para quem demonstre interesse pela evolução dos conhecimentos nesta área nas últimas décadas (Almeida, 1981). Contudo, a presente dissertação não tem como principal bandeira ser exaustiva neste domínio, pelo que se fará uma sucinta análise qualitativa e quantitativa.

2.1.1 Geração e propagação da onda transiente. Aspeto qualitativo

Considere-se uma estação elevatória contendo uma bomba que, por meio de uma conduta AB, alimenta um reservatório a uma cota superior (Figura 2.1) (Lencastre, 1996).

Se, hipoteticamente, o caudal que atravessa a bomba se anular instantaneamente, a válvula de retenção montada a seguir à mesma fecha (Figura 2.1.a) e, deste modo, o fluido imediatamente a jusante da válvula para também; porém, as camadas de líquido vizinhas têm tendência a prosseguir o movimento e a afastar-se da bomba, promovendo uma redução local da pressão, de que resulta a natural descompressão do líquido e a consequente contração da conduta. Por outras palavras, o efeito de compressibilidade – da conduta – desenvolve uma disponibilidade temporária de massa de líquido

que possibilita manter em movimento o fluido imediatamente disponível a jusante, cujo movimento acaba eventualmente, descomprimindo-se e fornecendo volume que permite também o movimento da camada seguinte, e assim continuamente.

Gera-se, deste modo, uma onda de pressão transiente que se propaga para jusante da válvula, com celeridade c . Isto conduz que esta atingirá o reservatório ao fim do tempo $t = L/c$, em que L representa o comprimento da conduta entre a bomba e o reservatório de cota superior.

Isto quer dizer que, ao fim do tempo t , a pressão lida na secção B da conduta (passagem conduta-reservatório) é inferior à pressão no reservatório, o que motiva um escoamento no sentido inverso. O escoamento, agora em sentido contrário, repõe a pressão nas sucessivas secções que anteriormente estavam comprimidas, restabelecendo o estado inicial da camada de fluido (Figura 2.1.b)). Agora, em consequência da propagação da onda de equilíbrio, os elementos do fluido atingem a válvula no tempo $2t$, a partir do início do fenómeno, sendo obrigados a parar. Esta redução violenta da energia cinética resulta num aumento local da pressão de amplitude Δp , o que provoca a compressão do fluido e o natural alongamento a conduta. Alongamento esse que se transmite até ao reservatório, onde chega ao fim de $3t$ (Figura 2.1.c)).

Por fim, quando a onda atinge o reservatório, onde agora a pressão é inferior à da conduta gera-se novamente o escoamento em sentido contrário, voltando assim às condições de regime aproximadamente permanente. Em $4t$, a onda atinge a válvula e são instaladas condições para reiniciar o processo através de uma nova onda de depressão (Figura 2.1.d)). No entanto, este ciclo pulsatório tem um fim essencialmente por causa de dois fatores de amortecimento: a deformação das paredes (resultado das variações de pressão) e o atrito.

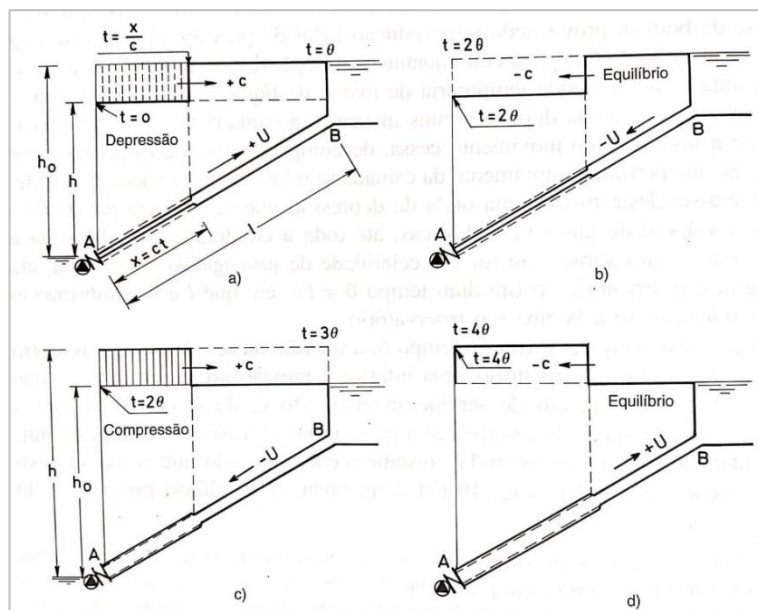


Figura 2.1 - Geração e propagação de uma onda de pressão (Lencastre, 1996).

Em resumo, a grande questão é a seguinte: quão lenta deverá ser a manobra para que tal fenómeno possa ser evitado? Pelo atrás exposto, e como veremos no subcapítulo seguinte, é fácil entender que a amplitude da variação da velocidade está diretamente ligada à amplitude da respetiva onda de pressão. Deste modo, se o fecho da válvula seguir uma lei de fecho, ou seja, for feita de forma progressiva, como se fosse a soma de pequenos fechos seguidos, as sucessivas ondas de pressão geradas serão por si só de amplitude reduzida, resultando num importante efeito de amortização (Oliveira & Lopes, 2016).

Esta analogia, leva-nos até ao intervalo de tempo $tc = 2L/c$. Efetivamente, $2L/c$ estabelece um patamar importante, já que este representa o tempo que uma onda de pressão demora a percorrer a conduta nos dois sentidos. Por esse motivo, designa-se por tempo crítico de fecho ao tempo $2L/c$. Uma manobra de fecho que resulte numa duração inferior a tc , qualifica-se como manobra rápida e, acarreta sérias probabilidades de gerar um golpe de ariete. Já uma manobra que implique uma duração superior a tc , designa-se por manobra lenta (Oliveira & Lopes, 2016).

2.1.2 Cálculo da celeridade e amplitude das ondas de pressão. Aspeto quantitativo

Para a demonstração do cálculo da celeridade e amplitude da onda, tome-se primeiro em consideração a Figura 2.2, de modo a fazer algumas observações. Na Figura 2.2.b), a celeridade c da onda é referida às paredes da conduta, isto é, tem na sua base um referencial de inércia. No entanto, e de modo a ser mais conveniente, adotaremos a celeridade, c , como sendo referida à velocidade do fluido incidente, V . Deste modo, a risca vertical, representada na Figura 2.2.a), desloca-se para a esquerda com celeridade dada por $c - V$. Como está representado, os valores apresentados a montante da onda - pressão, p , massa volúmica, ρ e V a velocidade do fluido – são valores não perturbados. A jusante da mesma estão representados os perturbados frutos da paragem na onda ($V = 0$), sendo, por isso, os novos valores: $p + \Delta p$, $\rho + \Delta \rho$ (Oliveira & Lopes, 2016).

Nesta primeira análise, tome-se em consideração as seguintes hipóteses simplificadoras:

- Fluido escoado é líquido;
- Não existe dissipação por atrito;
- A área da secção transversal mantém-se inalterada tanto a montante como a jusante da onda (ignorando, assim, qualquer deformação da conduta).

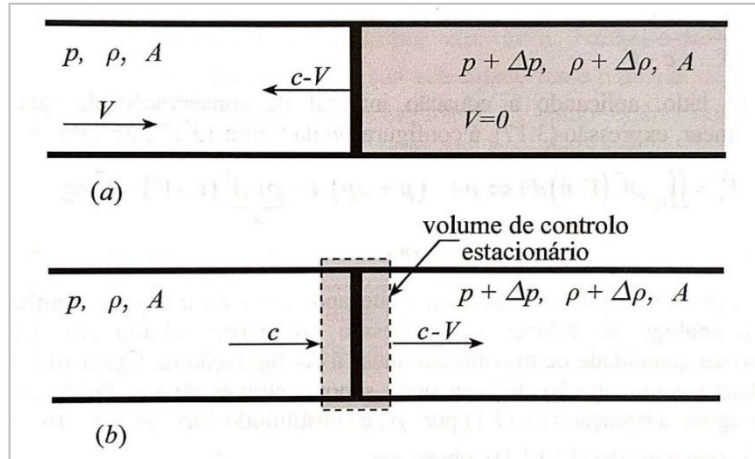


Figura 2.2 - Representação da descontinuidade à passagem da onda de pressão. a) análise transitente; b) análise estacionária (Oliveira & Lopes, 2016).

Olhando para a Figura 2.2.a), identifica-se que se está perante um regime variável. No entanto, de modo a estudar o problema como se tratasse um regime permanente, sobreporemos, a todas as velocidades figuradas, uma velocidade igual a $c - V$ com a mesma direção, mas com sentido oposto. O resultado dessa alteração está esquematizado na Figura 2.2.b), onde o volume de controlo que envolve a descontinuidade (risca vertical) se encontra representado a cinzento e marcado a tracejado. De modo a determinar a celeridade, c , e variação de pressão, Δp , é necessário recorrer às duas principais equações respeitantes a este fenómeno: a equação integral de conservação de massa e a equação integral de conservação de quantidade de movimento linear.

Começando pela equação da conservação da massa, esta facilmente permite escrever para a configuração em questão, Figura 2.2.b), a seguinte relação:

$$\begin{aligned} \iint_{SC} \rho \vec{V} (\vec{V} \cdot \hat{n}) dA = 0 &\Leftrightarrow \rho A c = (\rho + \Delta \rho) A (c - V) \Leftrightarrow \rho c = (\rho + \Delta \rho) (c - V) \\ &\Leftrightarrow \frac{\Delta \rho}{\rho} = \frac{V}{c - V} \end{aligned} \quad (2.1)$$

Do conceito de compressibilidade, sabe-se que $\Delta \rho / \rho = \Delta p / k$, em que k corresponde ao módulo de elasticidade do líquido. A equação (2.1), toma, assim, a seguinte forma:

$$\frac{\Delta p}{k} = \frac{V}{c - V} \quad (2.2)$$

Na mesma linha de pensamento, aplicando a equação integral de conservação de quantidade de movimento linear à configuração (Figura 2.2.(b)) vem:

$$\vec{F}_s = \iint_{SC} \rho \vec{V} (\vec{V} \cdot \hat{n}) dA \Leftrightarrow pA - (p + \Delta p)A = \rho c A [(c - V) - c]$$

$$\Leftrightarrow \Delta p = \rho V c \quad (2.3)$$

Em que se consideram positivas as forças que apontam para a direita. Dividindo, agora, a equação (2.1) por ρ , e substituindo $\Delta p/\rho$ por $\Delta p/k$ e V por $\Delta p/(\rho c)$, fica:

$$c = \left(1 + \frac{\Delta p}{k}\right) \left(c - \frac{\Delta p}{\rho c}\right) \quad (2.4)$$

Isto é,

$$\rho c^2 = \frac{\Delta p \left(1 + \frac{\Delta p}{k}\right)}{\frac{\Delta p}{k}} \quad (2.5)$$

De modo a simplificar a equação, é importante notar que o valor do módulo de elasticidade da água para condições normais de pressão e temperatura ronda os 2.3 GPa. Por esse motivo, é comum para este tipo de aplicações, que o valor do quociente $\Delta p/k$ seja tão pequeno que pode ser desprezado, em comparação com 1 (Oliveira & Lopes, 2016). Assim, vem:

$$c = \sqrt{\frac{k}{\rho}} \quad (2.6)$$

Como é visível, a equação (2.3), demonstra que o acréscimo de pressão fruto da redução da velocidade de um valor V para zero, é dado por $\Delta p = \rho V c$. De modo análogo, e seguindo a mesma linha de pensamento, esse raciocínio seria válido se, em vez da velocidade V ser 0, esta fosse reduzida de um valor V_1 para um valor V_2 (V_2 , seria naturalmente a nova origem das velocidades) (Oliveira & Lopes, 2016). Nestas circunstâncias, pode-se reescrever o acréscimo de pressão da seguinte forma:

$$\Delta p = \rho (V_1 - V_2) c \quad (2.7)$$

Para concluir, e de modo a poder sugerir uma noção mais clara, pode exprimir-se a pressão em termos de altura ($h = p/\rho g$ – pela equação de Bernoulli):

$$h_2 - h_1 = \frac{c}{g} (V_1 - V_2) \Leftrightarrow \Delta h = -\frac{c}{g} \Delta V \quad (2.8)$$

2.1.3 Equações fundamentais de regimes transitórios em condutas

Como foi mencionado no capítulo anterior, a fundamentação teórica de transitórios hidráulicos, ou neste caso, para o golpe de ariete, baseia-se na aplicação de um balanço de quantidade de movimento e da conservação da massa a um volume do controlo entre duas secções de conduta, como se pode ver na Figura 2.3.

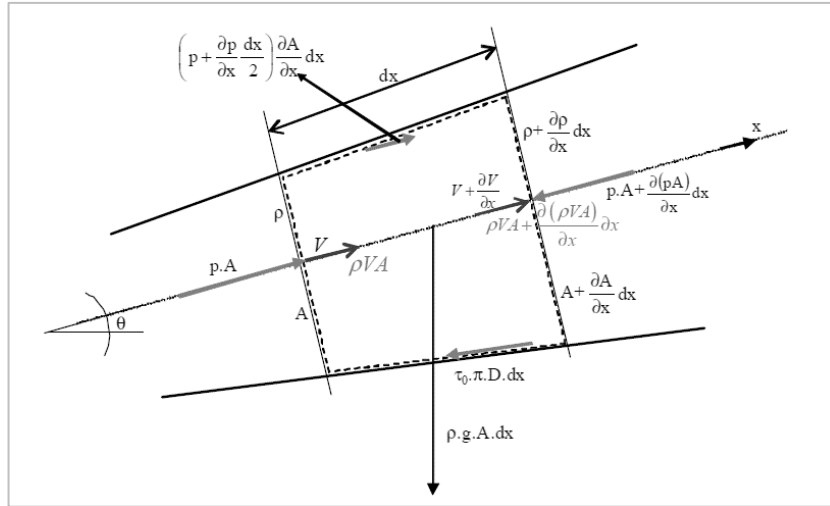


Figura 2.3 - Volume de controlo utilizado para os balanços infinitesimais de massa e de quantidade de movimento.

Existe, porém, um conjunto de hipóteses simplificativas com o intuito de estabelecer um sistema de equações diferenciais que estão na base do formalismo teórico associados ao estudo do fenómeno em causa que se resumiriam:

- O escoamento é unidimensional, admitindo-se por isso, uma distribuição uniforme para a pressão e para a velocidade em cada secção da conduta e em cada instante.
- Os efeitos elásticos no fluido e na conduta são moderados;
- A conduta tem um comportamento elástico linear, ou seja, a deformação é proporcional à tensão tangencial.
- A tensão de corte junto à parede da conduta pode ser relacionada com o fator de atrito, f , através da lei de Darcy-Weisbach:

$$\tau_{DW} = \frac{1}{8} \rho f V |V| \quad (2.9)$$

Dos inúmeros autores que se dedicaram ao estudo deste fenómeno, Chaudhry (1987) e Wylie & Streeter (1993) fazem parte dos que mais influência tiveram, apresentando um desenvolvimento completo e detalhado, em diversos trabalhos, sobre equações diferenciais resultantes dos balanços infinitesimais de massa e de quantidade de movimento. Desses trabalhos resultam as seguintes equações:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + V \frac{\partial p}{\partial x} + \rho a^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + g \sin \theta + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (2.11)$$

Através de alguma manipulação matemática, é ainda possível desprezar não só os termos convectivos, $V(\partial p/\partial x)$ e $V(\partial V/\partial x)$, uma vez que se revelam de ordem inferior, como anular o termo relativo à força gravítica ($g \sin \theta$) uma vez que, no geral, as condutas são pouco inclinadas. Assim, vem:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho a^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (2.13)$$

Novamente, pode-se reescrever as equações exprimindo a pressão em termos de altura:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial V}{\partial t} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fV|V|}{2D} = 0 \quad (2.15)$$

As equações resultantes estabelecem um sistema de equações diferenciais do tipo hiperbólico não linear, para as quais não é conhecida a forma analítica da solução geral. Desta forma, aborda-se na secção 2.3 a sua transformação em equações algébricas por aplicação de um método numérico (método das características).

2.2 Dispositivos de proteção de choque hidráulico

2.2.1 Considerações iniciais

Num sistema onde a adução sob pressão seja conseguida por gravidade, a proteção da conduta consegue-se geralmente de maneira “simples”, desde que o manuseamento de fecho ou abertura da válvula de seccionamento seja feita com suficiente lentidão, de modo a limitar as sobrepressões a valores aceitáveis.

Contudo, em estações elevatórias não é possível controlar com tanta facilidade a amplitude das sobrepressões, uma vez que a paragem das bombas pode ocorrer de forma súbita, devido à falta de corrente no motor elétrico. Do mesmo modo, o projeto de uma instalação deve evitar a existência de pressões negativas no interior das próprias condutas. Para o efeito, uma forma simples de fazer esta verificação é recorrer à linha piezométrica.

Considere-se o exemplo da Figura 2.4.

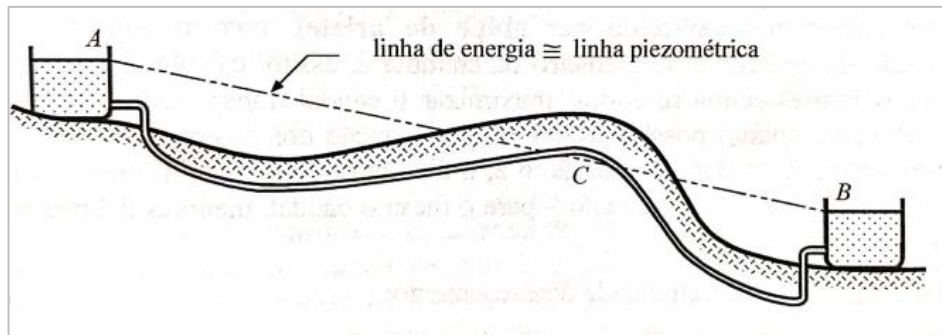


Figura 2.4 - Representação da linha piezométrica (Oliveira & Lopes, 2016).

Do estudo sobre escoamento com superfície livre, sabe-se que a cota local z_e da linha de energia da instalação representada é dada por:

$$z_e = z_c + \frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} \quad (2.16)$$

Sendo z_c a cota no centro da conduta. Sabe-se ainda que dois reservatórios unidos por uma conduta de diâmetro constante a perda de carga é proporcional ao seu comprimento, sendo por isso, a linha de energia representada por um segmento de reta que une as superfícies livres dos reservatórios. A linha piezométrica, por seu lado, representa, em altura, a soma das energias potencial e de pressão, sendo a sua cota local, z_p , dada por:

$$z_p = z_c + \frac{p}{\rho g} \quad (2.17)$$

No entanto, como a velocidade média do escoamento, V , para este tipo de aplicações é relativamente baixa ($0,5 \text{ m/s} \leq V \leq 1,5 \text{ m/s}$) (Oliveira & Lopes, 2016), a linha piezométrica é praticamente coincidente com a respetiva linha de energia, ou seja:

$$z_e = z_c + \frac{p}{\rho g} + \underbrace{\frac{V^2}{2g}}_0 \cong z_p \quad (2.18)$$

A linha piezométrica representa, por isso, o nível hidrostático correspondente à pressão relativa nula; assim sendo, pontos da instalação cuja cota seja superior à da linha piezométrica encontram-se em depressão (caso do ponto C, na Figura 2.4). Se na estação elevatória, o perfil da conduta se aproximar da linha piezométrica inicial, a falha de energia pode originar pressões inferiores à pressão atmosférica podendo resultar na vaporização ou mesmo na rotura da veia líquida. Assim, convém que no momento do dimensionamento da estação se considere um perfil para a estação favorável, isto é, que seja menos propício a esse fenómeno.

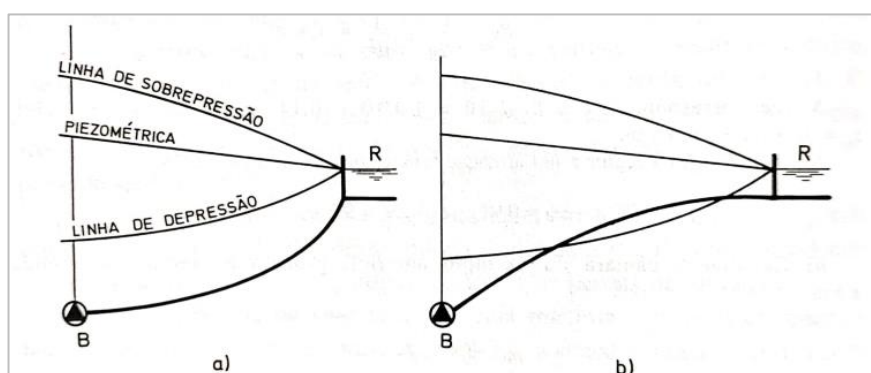


Figura 2.5 - Exemplo de envolventes de pressão numa estação. a) perfil favorável; b) perfil desfavorável (Lencastre, 1996).

2.2.2 Reservatório de ar comprimido

No que diz respeito a dispositivos de proteção, o mais utilizado em condutas elevatórias é, sem dúvida, o reservatório de água com gás comprimido. Este gás é, regra geral, o ar, razão pela qual é muitas vezes designado por reservatório de água com ar comprimido (RAC). Tem como principal finalidade atenuar os transitórios hidráulicos gerados durante todo o funcionamento da instalação limitando tanto as depressões como as sobrepressões. É, por isso, comum fornecer água à conduta em caso de depressão e armazená-la em caso de sobrepressão. Na Figura 2.6, encontra-se o esquema típico de montagem deste tipo de equipamentos (Almeida, 1981).

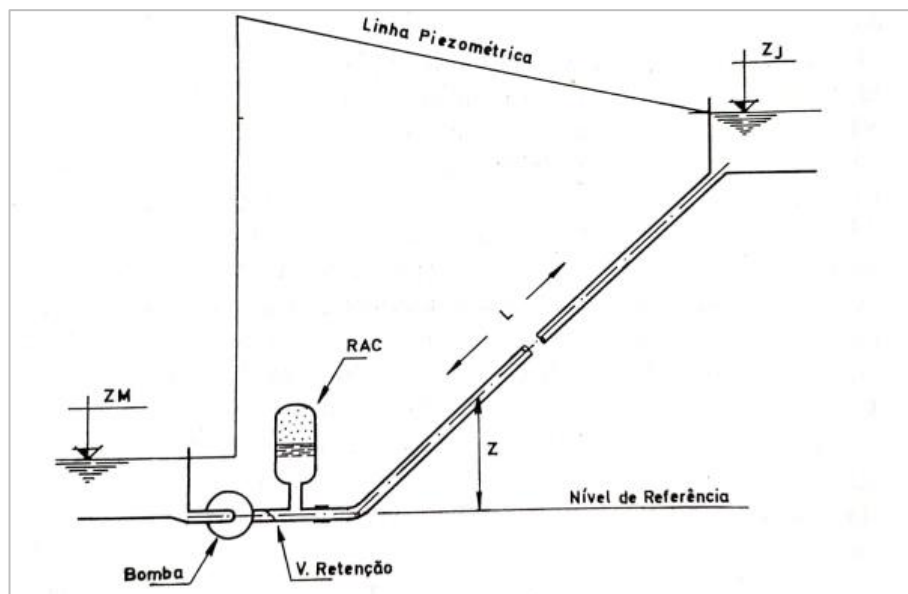


Figura 2.6 - Sistema RAC – conduta (Almeida, 1981).

De modo a melhorar o efeito do RAC, é normal colocar-se na ligação da conduta ao reservatório de ar um dispositivo com o intuito de produzir uma perda de carga assimétrica, ou seja, maior no sentido conduta-reservatório e menor no sentido inverso. De modo geral, as principais soluções passam pelas representadas na Figura 2.7: um tubo curto (tipo Borda) (Figura 2.7.a)); um “clapet” furado (Figura 2.7. b)) de modo que, no sentido reservatório-conduta, a secção de passagem corresponde a todo o “clapet” e, no sentido inverso, o “clapet” fecha e a passagem é conseguida apenas pelo orifício, originando assim uma perda de carga maior. É importante referir que, quando o “clapet” furado se fecha, origina-se um novo transitório tanto maior quanto menor for a secção do orifício. Esta situação é semelhante à situação que se abordará mais à frente no que diz respeito às válvulas anti-retorno. Como solução existe ainda um dispositivo com válvula de retenção e passagem lateral, funcionando como um *by-pass* (Figura 2.7.c)) (Lencastre, 1996).

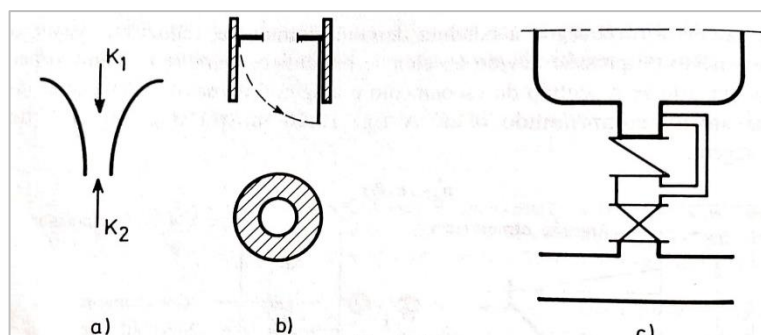


Figura 2.7 - Tipos de ligação ao RAC (Lencastre, 1996).

De modo a completar este subcapítulo, apresenta-se a metodologia presente em (Lencastre, 1996) para o dimensionamento de um RAC com “clapet”. O método não só recorre a ábacos (intitulados de figuras para o presente trabalho), como alguns pressupostos que se descrevem:

1. O reservatório de ar é colocado perto da bomba;
2. O caudal anula-se instantaneamente;
3. Não há inversão do escoamento através da bomba.

Adotar-se-ão, também, os seguintes símbolos:

- h_0^* - Altura estática absoluta
- V - Velocidade inicial em regime permanente
- Q - Caudal em regime permanente
- L - Comprimento da conduta de recalque
- A - Secção da conduta
- h_0 - Altura manométrica em regime permanente
- I - Momento de inercia dos grupos (motor+bomba)
- ω - Velocidade do motor em rot/min
- g - Aceleração gravítica
- αV^2 - Perda de cargas provocada pelo “clapet” no sentido conduta reservatório sendo V a velocidade no orifício
- $\forall_0$ - Volume de ar contido no reservatório sob a pressão h_0^*
- $\forall$ - Volume de ar no reservatório (com as perdas)

Consideram-se, ainda, os seguintes parâmetros:

$$J = \frac{\eta I n^2 c}{180 \gamma S l U_0 h_0} \quad (2.19)$$

$$A = \frac{c U_0}{g h_0^*} \quad (2.20)$$

$$B = \frac{U_0^2}{g h_0^*} \cdot \frac{\forall_0}{\forall} \quad (2.21)$$

$$C = \frac{\alpha W^2}{h_0^*} \quad (2.22)$$

Como os símbolos e os parâmetros definidos, como método simples para a determinação do volume do reservatório, procede-se do seguinte modo:

1. Calcula-se o parâmetro A . A partir da Figura 4.19, e tendo em conta o perfil da conduta, escolhe-se o valor do parâmetro B , que origina uma curva de depressões ao longo da conduta. Com o valor de B fica determinado o volume de ar, V_0 , no reservatório (desprezando as perdas de carga na conduta).
2. Recorrendo à Figura 4.20 e conhecidos os parâmetros A e B , determina-se a perda de carga ótima para o orifício do “clapet”.
3. Por fim, depois de algum manuseamento matemático, calcula-se o volume do reservatório dado por:

$$V = V_0 \left(\frac{h_0^*}{h_m^*} \right)^{1/1.3} \quad (2.23)$$

(Lencastre, 1996) sugere ainda uma margem de segurança, aconselhando para o reservatório um volume de 1,2 vezes o volume máximo calculado.

2.2.3 Válvulas e acessórios

2.2.3.1 Válvulas de corte e regulação

Como será abordado mais adiante, as instalações hidráulicas usadas, tanto para o transporte de água, como para o transporte de energia, acarretam um conjunto de válvulas que regulam o normal funcionamento do fluido no interior da instalação, cumprindo as exigências estabelecidas dentro das condições de segurança.

Existem, no entanto, vários tipos de válvulas que se distinguem por diferentes aspetos. No geral, existem dois grandes tipos: válvulas de corte e válvulas de regulação. As de corte são equipamentos que permitem a interrupção ou o estabelecimento da circulação do fluido – são, regra geral, instaladas em qualquer parte do circuito hidráulico com o intuito de isolar uma secção e/ou componente. As válvulas de regulação visam o controlo do caudal na instalação, podendo operar em qualquer posição de fecho parcial. Outra forma de classificá-las é quanto ao seu tipo de acionamento: comando manual (mão humana) ou comando automático (através de mecanismos hidráulicos, elétricos, etc.) (Santos, 2017).

2.2.3.2 Parâmetros característicos

À parte da informação acima referida, os fabricantes fornecem informações importantes que permitem identificar a dimensão das válvulas bem como o seu comportamento em relação ao fluido, tornando a sua seleção mais objetiva.

O diâmetro nominal, DN, indica o tamanho da válvula e o seu valor é aproximadamente o diâmetro interior. É expresso normalmente em milímetros ou polegadas. Tem-se depois a pressão nominal, PN, que define a pressão máxima que a válvula pode suportar para um espectro de temperaturas. É expressa em bar. Por fim, e talvez a informação mais importante é a perda de carga Δp . Para todas as válvulas existe um caudal que a percorre, Q , e uma perda de carga imposta a esse diâmetro (Santos, 2017). O parâmetro característico, K_v , relaciona os dois parâmetros através da seguinte expressão:

$$K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p}} \quad (2.24)$$

Onde K_v , em unidades métricas define-se como o caudal de água a 16°C, em m^3/h , que circula através da válvula – totalmente aberta – quando a perda de carga é igual a 1 bar. No entanto, é comum na indústria utilizar-se o parâmetro em unidades imperiais, C_v . De forma análoga ao K_v , C_v define-se como o caudal em galões por minuto de água a 60°C com uma queda de pressão na válvula de 1 psi (Santos, 2017). Pode ser obtida através da equação (2.24):

$$C_v = 1.156 \cdot K_v \quad (2.25)$$

2.2.3.3 Válvula de gaveta

As válvulas de gaveta são equipamentos de corte indicados para operar habitualmente em condições abertas ou fechadas, uma vez que quando se encontram totalmente abertas tem uma baixa perda de carga e quando parcialmente fechadas apresentam uma perda de carga elevada, em virtude do formato do obturador em cunha. Porém, dado que são instaladas em série com a bomba, é regular operarem com um fecho parcial de forma a impor uma perda de carga quando se pretende alterar as condições de funcionamento.

Estas válvulas são constituídas de uma forma geral por um castelo, um corpo, um obturador, uma sede, uma haste e um volante (Santos, 2017). A Figura 2.8 ilustra o exemplo de duas válvulas de gaveta: à esquerda, uma de pequeno diâmetro; à direita, uma de grande diâmetro.



Figura 2.8 - Válvulas de gaveta (Yuanda Valve Group Co., Ltd, 2022).

2.2.3.4 Válvulas antirretorno

As válvulas antirretorno (também conhecidas como válvulas de retenção) são válvulas de cariz automático que são acionadas pela ação do próprio fluido e têm como principal função garantir que a circulação do fluido se estabeleça num só sentido, fechando-se quando este tem tendência para inverter (Santos, 2017). São válvulas complexas e só devem ser instaladas em casos particulares (casos em que a ação do fluido favoreça o seu fecho), uma vez que provocam uma elevada perda de carga em toda a instalação. Em estações elevatórias promovidas de turbomáquinas são colocadas, regra geral, logo a seguir à bomba de modo a impedir que esta funcione como turbina. A elevada perda de carga aliada ao facto do seu funcionamento ser, na grande maioria dos casos, totalmente dependente do fluido infere uma complexidade na sua escolha que deverá ser abordado com algum cuidado.

Quando a falha de energia ocorre, a bomba continua a girar devido à inércia não só do conjunto (bomba+motor) como do próprio fluido (água). A dado instante, o sentido do escoamento inverte-se e fecha a válvula de retenção rapidamente através da parte restante do seu curso. O fluxo inverso é então parado instantaneamente pela própria válvula de retenção, gerando um elevado golpe de ariete na instalação. Surpreendentemente, o ruído associado ao fecho não é o impacto do disco no assento, mas sim o rápido estiramento da secção da conduta (Val-Matic Valve & Mfg. Corp., 2018).

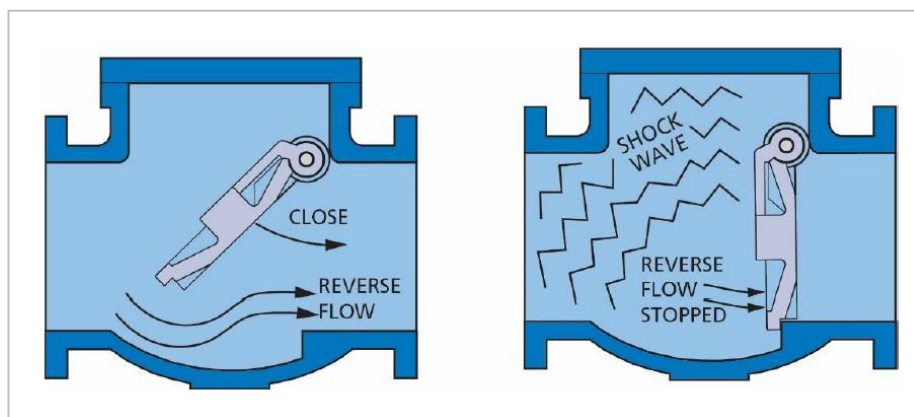


Figura 2.9 - Ilustração do batimento de uma válvula de retenção (Val-Matic Valve & Mfg. Corp., 2018).

De modo a prevenir o choque violento da válvula, esta deve fechar muito rapidamente antes do escoamento se inverter ou muito devagar quando o escoamento se inverte. De modo a fechar rapidamente, em (Thorley A. , 1989) é indicado que:

- O disco deve ter baixa inércia e atrito;
- O curso do disco deve ser curto;
- O movimento deve ser auxiliado com molas.

Por outro lado, de modo a fechar lentamente, a válvula deve ser equipada com dispositivos externos, tais como sistemas hidráulicos e a bomba deve ser capaz de resistir a alguma rotação inversa. Alguns estudos têm provado que sistemas hidráulicos são eficazes, mas estão para além do âmbito deste estudo e, portanto, não serão tidos em consideração. A resposta para prevenir o bater da válvula de retenção não passa por encontrar a válvula de fecho mais rápido e torná-la “padrão”. É fundamental combinar as suas características dinâmicas com a instalação, uma vez que cada válvula tem vantagens inerentes, tais como o baixo custo, baixa perda de carga, ou características associadas ao caudal. O ritmo a que o caudal inverte, no entanto, é importante para prever se a válvula irá bater. Para uma aplicação de baixa altura manométrica com um comprimento longo, existe menos potencial para uma inversão rápida do caudal, sendo que por essa razão, o custo representa um bom critério – escolhendo a mais barata. Por outro lado, uma estação elevatória que contemple múltiplas bombas com uma altura grande e que possua, eventualmente, um RAC, experimentará uma inversão do escoamento violentamente rápida e nessas condições, apenas algumas válvulas servirão (Val-Matic Valve & Mfg. Corp., 2018).

Para a seleção da válvula é importante, idealmente, conhecer a desaceleração da coluna de líquido após a paragem da bomba. A título de exemplo, se numa instalação a velocidade do fluido for de 10 m/s e os resultados mostrarem que o caudal se anula em 2 segundos, então a desaceleração média é de 5 m/s². No entanto, o cálculo da desaceleração não se mostra assim tão simples uma vez que é função de inúmeros parâmetros tais como a inércia da bomba, comprimento da coluna de líquido, perdas por atrito, altura manométrica, geometria etc. Para este tipo de situações, é imprescindível

recorrer a simulações numéricas de modo a poder calcular a desaceleração. Cabe ao fabricante das válvulas fornecer as curvas características das mesmas para que os engenheiros possam prever a velocidade máxima de inversão que pode ocorrer. Provoost (1983) sugere que para cada tipo de válvulas, seja gerada uma curva de resposta para mostrar a relação entre a desaceleração da coluna de líquido e a velocidade máxima de inversão através da válvula de retenção. A desaceleração é expressa em termos de $\partial v / \partial t$ e a velocidade inversa é obtida a partir de testes e expressa em ft/sec ou m/s.

Os resultados apresentados na Figura 2.10 corresponde à combinação dos obtidos por meio de testes de Thorley (2004) e Ballun (2007). A metodologia adotada para a obtenção dos mesmo não será abordada, no entanto, pode ser consultada em (Val-Matic Valve & Mfg. Corp., 2018).

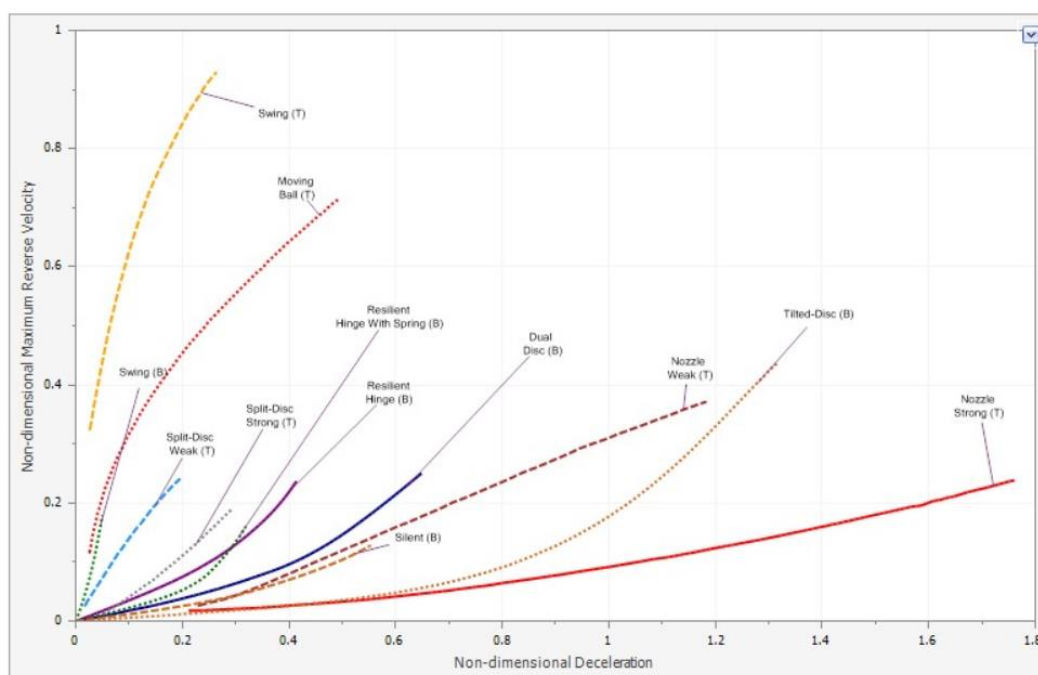


Figura 2.10 - Curvas características de várias válvulas de retenção.

Apesar dos resultados serem adimensionais, as curvas permitem perceber que as válvulas que apresentem um declive pouco acentuado têm uma maior probabilidade de não baterem gerando assim um transitório pouco significativo. No entanto, tudo depende da instalação uma vez que o seu comportamento está diretamente ligado à desaceleração do fluido.

2.2.3.5 Válvulas de alívio

As válvulas de alívio são válvulas que permitem o alívio de pressão contido num reservatório ou num sistema de tubagens, através da abertura, em fluidos compressíveis. São definidas por uma abertura e fecho gradual, geralmente proporcional ao aumento ou diminuição da pressão presente no sistema. São, regra geral, fabricadas em bronze e as temperaturas máximas de operação rondam os 215 °C. A Figura 2.11 esquematiza uma válvula de alívio típica com descarga lateral.

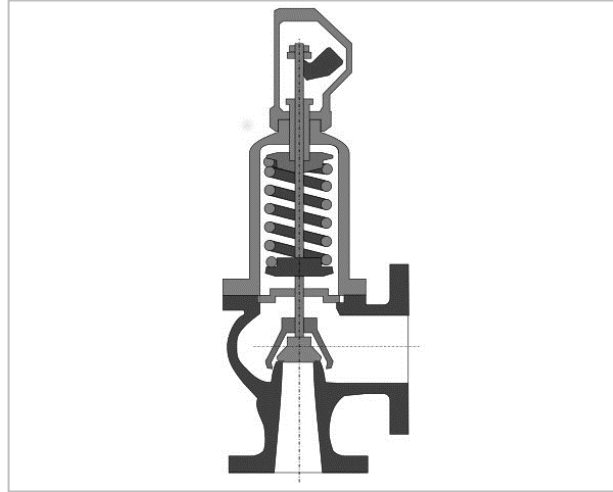


Figura 2.11 - Válvula de alívio.

2.3 Método das características

2.3.1 Descretização das equações fundamentais do escoamento numa conduta

O sistema de equações constituído pelas equações (2.10) e (2.11) é integrado nas linhas características C^+ e C^- (Figura 2.12) ao longo de uma conduta utilizando o método apresentado em (Wylie & Streeter, 1978) e (Chaudhry, 1987), obtendo-se:

$$H_P - H_A + \frac{a}{gA}(Q_P - Q_A) + \frac{f\Delta x}{2gDA^2}Q_A|Q_A| = 0 \quad (2.26)$$

$$H_P - H_B - \frac{a}{gA}(Q_P - Q_B) - \frac{f\Delta x}{2gDA^2}Q_B|Q_B| = 0 \quad (2.27)$$

A discretização das condutas de comprimento L , é feita dividindo-as, em N elementos, de comprimento $\Delta x = L/N$, aos quais correspondem dois nós. A discretização temporal, também designada por passo de tempo, é definida sobre as linhas características e é igual a $\Delta t = \Delta x/a$. Estas linhas, definem no plano uma malha (x, t) , representada na Figura 2.12, onde, nas intercepções das linhas (nós da malha), as equações diferenciais parciais são simultaneamente válidas.

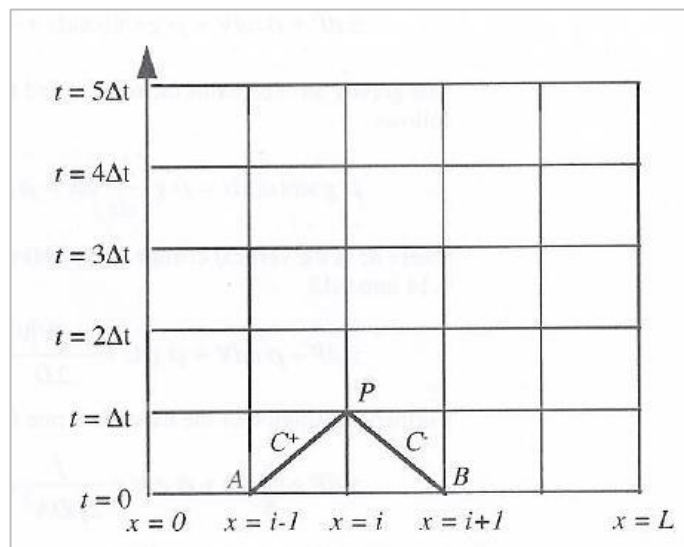


Figura 2.12 - Malha de cálculo, método das características (Wylie & Streeter, 1993).

Como ilustra a Figura 2.12, conhecidos os valores do caudal e das cotas piezométricas em regime permanente – condição inicial, o respetivo esquema numérico permite calcular os restantes valores dos caudais e das cotas em todos os nós interiores da conduta no instante $2\Delta t$. Verifica-se que as linhas características têm por declive o inverso da velocidade de propagação da onda, e, portanto, $a = c$, o que conduz que as perturbações introduzidas no escoamento nas secções extremas do tubo, $x = 0$ ou $x = L$, apenas chegam ao nó interior mais próximo das fronteiras, decorrido o tempo $2\Delta t$. Desta forma, no início de cada passo de tempo, o cálculo nos nós interiores, não necessita de actualização dos valores das variáveis dependentes, o caudal e a cota piezométrica, uma vez que são conhecidos em todos os nós no instante inicial por assumirem os valores de regime permanente. Assim, a introdução das condições de fronteira pode ser efectuada no final de cada intervalo de tempo, $2\Delta t$, após o cálculo dos nós interiores.

Resolvendo as equações (2.26) e (2.27) em ordem à cota piezométrica no ponto P, e agrupando as constantes vem,

$$C^+: H_P = H_A - B(Q_P - Q_A) - RQ_A|Q_A| \quad (2.28)$$

$$C^-: H_P = H_B + B(Q_P - Q_B) + RQ_B|Q_B| \quad (2.29)$$

Onde,

$$B = \frac{a}{gA} \quad (2.30)$$

$$R = \frac{f\Delta x}{2gDA^2} \quad (2.31)$$

Sendo que B representa a impedância característica da tubagem e o R o coeficiente de resistência da mesma.

De modo a conseguir um esquema explícito, os termos das equações (2.28) e (2.29) relativos ao passo de tempo $i - 1$ e ao passo de tempo i , são organizados nas chamadas equações de compatibilidade:

$$C^+: H_i = C_P - B_P Q_i \quad (2.32)$$

$$C^-: H_i = C_M + B_M Q_i \quad (2.33)$$

Com,

$$C_P = H_{i-1} + B Q_{i-1} \quad (2.34)$$

$$B_P = B + R|Q_{i-1}| \quad (2.35)$$

$$C_M = H_{i-1} - B Q_{i+1} \quad (2.36)$$

$$B_M = B + R|Q_{i+1}| \quad (2.37)$$

Por outro lado, as constantes C_P , B_P , C_M e B_M são conhecidas uma vez que dependem do passo anterior e das constantes B e R .

Resolvendo, finalmente, as equações (2.32) e (2.33) em ordem a H_i e Q_i , vem:

$$H_i = \frac{C_P B_M + C_M B_P}{B_P + B_M} \quad (2.38)$$

$$Q_i = \frac{C_P - C_M}{B_P + B_M} \quad (2.39)$$

No entanto, nas fronteiras da grelha as mesmas equações não podem ser válidas simultaneamente, sendo por isso necessário definir uma outra equação que relacione a cota piezométrica e o caudal. Para o efeito, são consideradas condições de fronteiras que conciliam o escoamento no exterior e interior da conduta.

2.3.2 Condições de fronteira

2.3.2.1 Reservatórios

Atentando num reservatório de grandes dimensões transversais, a sua condição de fronteira passa pela imposição de uma pressão constante na entrada da conduta que depende da profundidade da ligação conduta-reservatório. Conhecida essa altura, o valor da pressão pode ser obtido na junção e o escoamento pode ser solucionado através da seguinte equação,

$$H_i = H_{Res} + \frac{P_{Sup}}{\rho g} \quad (2.40)$$

Por sua vez, o caudal é obtido através das equações de compatibilidade. Se a pressão for conhecida na extremidade a montante da tubagem, é utilizada a equação de compatibilidade negativa, C^- ,

$$Q_i = \frac{H_i - C_M}{B_M} \quad (2.41)$$

À semelhança da equação descrita, se a pressão for conhecida a jusante, utiliza-se a equação de compatibilidade positiva, C^+ ,

$$Q_i = \frac{C_P - H_i}{B_P} \quad (2.42)$$

No caso da altura do reservatório não ser constante, então para cada passo de tempo insere-se a correspondente altura da coluna líquida nas equações.

2.3.2.2 Válvulas

Para regime permanente, válvula implica perda de carga localizada, ΔH_0 , que é calculada pela expressão,

$$\Delta H_0 = \frac{K_0 Q_0^2}{A^2 2g} \quad (2.43)$$

Em que K_0 , é o coeficiente de perda de carga em função da posição do obturador e o índice 0, diz respeito ao valor das variáveis em regime permanente. Por sua vez, o caudal por ser aproximado através da seguinte equação,

$$Q_0 = \pm (C_d A) \sqrt{2g \Delta H_0} \quad (2.44)$$

Onde C_d corresponde ao coeficiente de caudal em permanente e igual $C_d = 1/\sqrt{K}$.

As equações correspondentes a esta condição de fronteira escrevem-se (Wylie & Streeter, 1993):

$$H_{i,ent} - H_{i,sai} = R_{válvula} Q_{válvula}^2 \quad (2.45)$$

Onde, $R_{válvula}$ representa a resistência da válvula.

Substituindo nas equações da compatibilidade, a solução para o escoamento positivo na válvula é dado por,

$$Q_{válvula} = -\frac{1}{R_{válvula}} (B_{P,ent} + B_{M,sai}) + \sqrt{\frac{1}{R_{válvula}^2} (B_{P,ent} + B_{M,sai})^2 + \frac{4}{R_{válvula}} (C_{P,ent} - C_{M,sai})} \quad (2.46)$$

Analogamente, para escoamento negativo,

$$Q_{válvula} = \frac{1}{R_{válvula}} (B_{P,ent} + B_{M,sai}) - \sqrt{\frac{1}{R_{válvula}^2} (B_{P,ent} + B_{M,sai})^2 - \frac{4}{R_{válvula}} (C_{P,ent} - C_{M,sai})} \quad (2.47)$$

2.3.2.3 Válvulas de alívio

Uma válvula de alívio conectada entre duas condutas comporta-se como uma junção ou um descarregador consoante a sua posição, fechada ou aberta.

A condição de fronteira quando esta se encontra fechada é idêntica à de uma junção de dois tubos com eventual perda de carga. Nesta junção aplica-se o princípio de conservação de massa entre os nós das extremidades. Além disso, num nó existe apenas um único valor de pressão, H_i , que é comum a todas as extremidades dos tubos. A equação de compatibilidade é escrita para cada junção. Assim, para os tubos a montante do nó, é utilizada a equação (2.42), já para os a jusante utiliza-se a equação (2.41).

Fazendo o balanço de massa vem,

$$\sum Q_i = S_C - S_B H_i = 0 \quad (2.48)$$

Onde,

$$S_C = \sum \frac{C_P}{B_P} + \sum \frac{C_M}{B_M} \quad (2.49)$$

$$S_B = \sum \frac{1}{B_P} + \sum \frac{1}{B_M} \quad (2.50)$$

Resolvendo a equação (2.48) em ordem à cota piezométrica fica,

$$H_i = \frac{S_C + Q_{ext}}{S_B} \quad (2.51)$$

Onde Q_{ext} representa o caudal extraído na válvula.

Para o caso em que esta se encontra aberta, a relação da queda de pressão pode ser representada através da seguinte expressão,

$$\Delta H = H_i - H_{ext} = \pm \frac{1}{2\rho(C_D A)^2} Q_{ext}^2 \quad (2.52)$$

Por outro lado, o descarregador é semelhante a uma junção, pelo que se aplica a seguinte equação com o caudal definido como positivo para o exterior.

$$H_i = \frac{S_C - Q_{ext}}{S_B} \quad (2.53)$$

Combinando as equações (2.52) e (2.53) fica,

$$\pm \frac{1}{2\rho C_D^2 A_{\text{spray}}^2} Q_{ext}^2 + \frac{1}{S_B} Q_{ext} + H_{ext} - \frac{S_C}{S_B} = 0 \quad (2.54)$$

2.3.2.4 Válvulas de retenção

Nas válvulas de retenção, conhecido o seu Cv, a construção da condição de fronteira é abordada de forma semelhante às válvulas normais, exceto quando a válvula fecha devido à ocorrência de fluxo inverso.

Para o efeito, é necessário estimar a desaceleração do fluido que pode ser calculada a partir da velocidade inicial em regime permanente, no momento que o fluido começa a desacelerar e do momento e velocidade que o fluido inverte pela primeira vez através da válvula.

Para as curvas adimensionais são usadas as seguintes equações,

$$\text{Desaceleração adimensional} = \left(\frac{V_0 - V_{inv}}{t_{ini} - t_{inv}} \right) \frac{D}{V_{min}^2} \quad (2.55)$$

Onde,

- V_0 - Velocidade do fluido em regime permanente
- V_{inv} - Velocidade do fluido após a inversão
- t_{ini} - Instante do início da desaceleração
- t_{inv} - Instante que o fluido inverte o sentido
- D - Diâmetro da conduta
- V_{min} - Velocidade mínima para manter a válvula totalmente aberta

E,

$$\text{Velocidade máxima inversa adimensional} = \left(\frac{V_{\text{max,inv}}}{V_{min}} \right) \quad (2.56)$$

Onde,

- $V_{\text{max,inv}}$ - Velocidade máxima inversa para a qual a válvula fecha

A velocidade máxima a que a válvula irá fechar é determinada a partir do gráfico de Velocidade Máxima Inversa vs. Desaceleração do Fluido especificado, utilizando a desaceleração do fluido calculada.

A aplicação deste modelo permite conhecer o caudal no nó da válvula ao longo do tempo, informação esta que é utilizada como condição de fronteira.

2.3.2.5 Reservatório de ar comprimido

Num reservatório hidropneumático, o balanço de massa é semelhante a uma junção tripla. Assim, para todas as condutas ao qual está ligado,

$$H_i = \frac{S_c + Q_{\text{ext}}}{S_B} \quad (2.57)$$

Onde, Q_{ext} representa o caudal que entra ou sai do RAC.

Por sua vez, as perdas de carga na conduta de ligação são introduzidas da seguinte forma,

$$H_i = H_{i,ar} - C_1 - C_2 Q_i \quad (2.58)$$

Onde C_1 e C_2 são valores dependentes da perda de carga na ligação da conduta principal ao RAC.

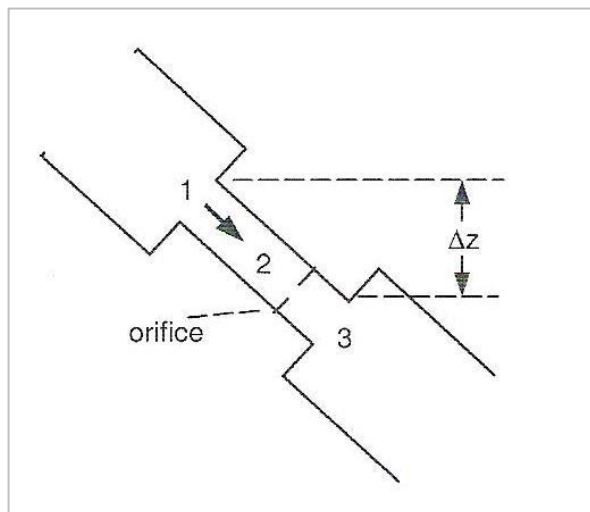


Figura 2.13 - Representação da conduta de ligação (Wylie & Streeter, 1978).

No contexto desta dissertação, apresenta-se apenas o caso em que a perda de carga é introduzida por orifício calibrado:

$$C_1 = H_3 - H_1 \quad (2.59)$$

$$C_2 = \frac{1}{\rho C_D^2 A_0^2} |Q_2| \quad (2.60)$$

O volume de ar e a pressão no interior do reservatório podem ser relacionados considerando um processo politrópico:

$$P_{i,ar} V_{i,ar}^n = C_{ar} \quad (2.61)$$

Aplicando a conservação de massa,

$$V_{i,ar} = V_{i-1,ar} - (Q_{i,ar} + Q_{i-1,ar}) \frac{\Delta t}{2\rho} \quad (2.62)$$

Combinando e simplificando vem,

$$(C_3 + C_4 Q_{i,ar}) + (C_5 + C_6 Q_{i,ar})^n = C_{ar} \quad (2.63)$$

Em que,

$$C_3 = \frac{S_C}{S_B} + C_1 \quad (2.64)$$

$$C_4 = \frac{1}{S_B} + C_2 \quad (2.65)$$

$$C_5 = V_{i-1,ar} + Q_{i-1,ar} \frac{\Delta t}{2\rho} \quad (2.66)$$

$$C_6 = \frac{\Delta t}{2\rho} \quad (2.68)$$

A equação (2.63) é transcendente pelo que a determinação de $Q_{i,ar}$ tem de ser feita aplicando um método numérico. Em (Lousa, 2011) aplica-se o método de Newton-Raphson na resolução numérica desta equação.

2.3.2.6 Bombas

Como se viu anteriormente, a análise do regime transitório exige a modelação adequada das condições de fronteira presentes nas extremidades de cada trecho. No entanto, quando se está perante condutas elevatórias haverá que ter em consideração o comportamento dos grupos eletrobomba que nelas estão inseridos. Para o efeito, torna-se necessário conhecer uma relação entre a cota piezométrica e o caudal, de forma criar uma condição de fronteira.

Em regime permanente, sabe-se que o caudal de uma bomba, Q , é função da sua velocidade de rotação, ω , e da altura de elevação, H . Contudo, ao longo do regime transitório, estas variáveis dependem também do momento de inércia das massas girante e do fluido movido pela bomba. Para o efeito, a modelação matemática da bomba é feita recorrendo a quatro variáveis, Q , ω , H , e M . Assim, de forma a poder caracterizar o funcionamento de uma bomba em transitório, Wylie e Streeter (1978) adimensionalizaram as quatro variáveis formando uma razão destas com os respetivos valores na condição nominal:

$$h = \frac{H_{el}}{H_{el\eta_{max}}} \quad (2.69)$$

$$\beta = \frac{M}{M_{\eta_{max}}} \quad (2.70)$$

$$v = \frac{Q}{Q_{\eta_{max}}} \quad (2.71)$$

$$\alpha = \frac{\omega}{\omega_{\eta_{max}}} \quad (2.72)$$

Deste modo, o funcionamento de uma bomba é caracterizado por parâmetros mais intuitivos. Wylie e Streeter (1993) definiram, assim, os seguintes eixos ordenados de modo a representarem a dependência destas variáveis, em função de $\tan^{-1} v/\alpha$:

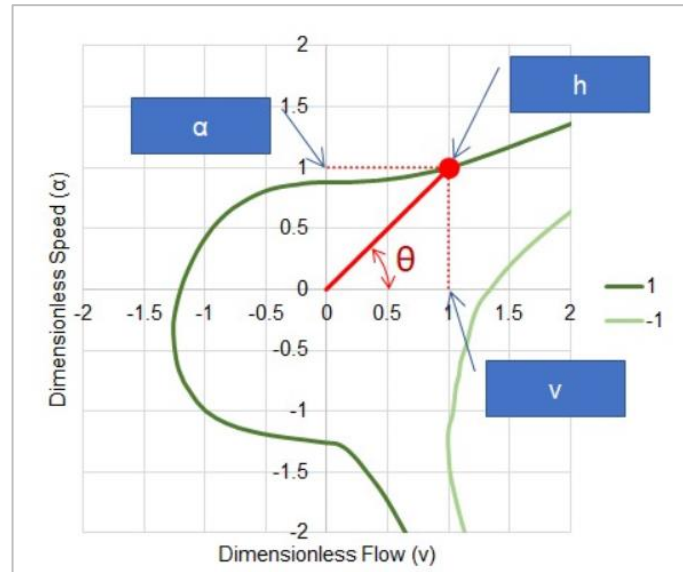


Figura 2.14 - Representação do θ no sistema de eixos ordenados α e v .

Para localizar o ponto no sistema de eixos ordenados, são utilizadas as seguintes equações (também conhecidas como parâmetros de Suter) para a altura e binário, respetivamente:

$$F_H(\theta) = \frac{h}{\alpha^2 + v^2} \quad (2.73)$$

$$F_B(\theta) = \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2} \quad (2.74)$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \quad (2.75)$$

Os regimes de funcionamento da bomba podem então ser resumidos em quatro quadrantes no plano das variáveis (v, α) – caudal e velocidade de rotação, como se mostra na figura abaixo:

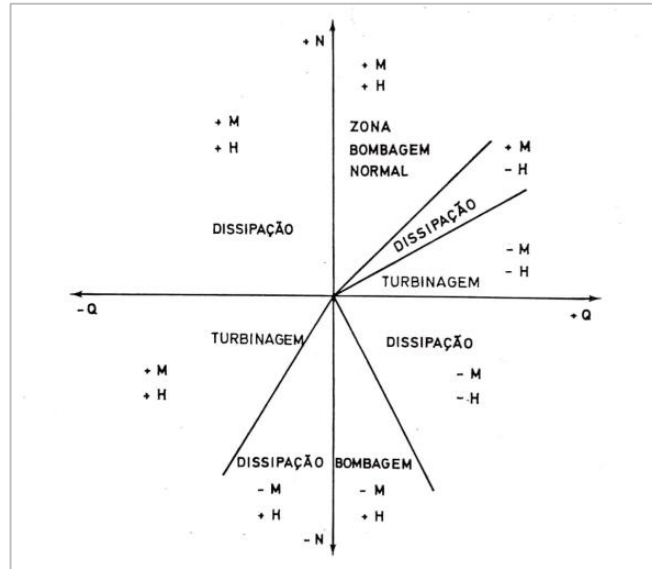


Figura 2.15 - Zonas de funcionamento duma bomba (Almeida, 1981).

No entanto, a caracterização de bombas fora do terceiro quadrante é difícil e, apresenta na maioria dos casos, um carácter aproximado. Suter, em 1966, demonstrou avanços neste campo, tendo efetuado um estudo adimensional em três bombas para os quatro quadrantes de funcionamento, que permitiu a sua caracterização a partir do valor das suas velocidades específicas, dadas por (Dabadie, 2015):

$$N_s = \omega \left(\frac{\sqrt{Q}}{(H)^{\frac{3}{4}}} \right)_{\eta_{max}} \quad (2.76)$$

Onde, N_s representa a velocidade específica (adimensional), ω a velocidade de rotação (rpm), Q o caudal nominal (m^3/s) e H a respetiva altura de elevação (m).

O estudo efetuado por Suter, permitiu a obtenção das características das bombas para as velocidades específicas de 25, 147, e 261. Felizmente, Brown and Roger (1980), Thorley (1996), Ayder (2009) entre outros, obtiveram as características para mais velocidades. Contudo, na prática, os valores completos das características das bombas nem sempre são fornecidos pelos fabricantes. Para esses casos, os valores de F_H e F_B podem ser interpolados ou aproximados a partir dos valores de F_H e F_B obtidos pelos demais autores, dado que as curvas tendem a ser idênticas para quaisquer valores da velocidade específica. Assim, o conhecimento das características da bomba permite determinar para cada velocidade de rotação, o caudal e a altura. Porém, para a obtenção da respetiva velocidade de rotação em regime variável é necessário saber o valor da inércia total do conjunto, isto é, a inércia da soma das massas girantes do conjunto rotórico e do fluido que atravessa a bomba. Para o efeito, e como o valor da inércia também nem sempre é fornecido pelos fabricantes, Thorley (1979) através de vários estudos experimentais propôs a seguinte expressão:

$$I_b = 1,5 \times 10^7 \left(\frac{P}{\omega^3} \right)^{0,9556} \quad (2.77)$$

Onde I_b representa o momento de inércia total da bomba (incluindo a inércia do fluido) em ($kg \cdot m^2$) e P é a potência (kW). Análogamente, sugeriu a seguinte formula para a inércia do motor elétrico:

$$I_m = 118 \left(\frac{P}{\omega} \right)^{1,48} \quad (2.78)$$

Assim, o momento de inércia total do conjunto vem,

$$I = I_b + I_m \quad (2.79)$$

Através das equações e parâmetros definidos anteriormente, as condições de fronteira para a bomba podem ser resumidos da seguinte maneira:

Define-se a altura de elevação, H_{el} , da seguinte forma:

$$H_{el} = h \times H_{el\eta_{max}} = H_{el\eta_{max}} (\alpha^2 + v^2) F_H(\theta) \quad (2.80)$$

No entanto, de modo a integrar a equação num código numérico, é necessário uma aproximação da função $F_H(x)$. Seguindo o método sugerido em (Wylie & Streeter, 1993), esta aproximação obtém-se a partir de uma linearização por troços desta função para cada passo de tempo, i , com recurso a dois parâmetros, A_0 e A_1 :

$$A_0 = F_H(i + 1) - iA_1\Delta x \quad (2.81)$$

$$A_1 = \frac{F_H(i + 1) - F_H(i)}{\Delta x} \quad (2.82)$$

Cujo significado preciso pode ser consultado em (Wylie & Streeter, 1993), sendo a altura de elevação instantânea, H_{el} , estimada da seguinte forma:

$$H_{el} = H_{el\eta_{max}} (\alpha^2 + v^2) \left[A_0 + A_1 \left(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \right) \right] \Leftrightarrow H_{el\eta_{max}} (\alpha^2 + v^2) [A_0 + A_1\theta] - H_{el} = 0 \quad (2.83)$$

A equação (2.80) permite assim calcular a altura de elevação, H_{el} , em função dos parâmetros α e v . Combinando esta última equação com as equações características de montante e jusante da bomba, (2.32) e (2.33), respetivamente, obtém-se,

$$(C_p - B_p Q_i) - (C_m + B_m Q_i) + H_{el\eta_{max}} (\alpha^2 + v^2) \left[A_0 + A_1 \left(\pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \right) \right] = 0 \quad (2.84)$$

No entanto, durante a paragem ou arranque de uma bomba, quando não se conhece a velocidade nem o caudal, são necessárias equações adicionais. Os termos de equilíbrio de binário necessários são descritos integrando os efeitos de inércia, resultando na equação abaixo para alteração de velocidade:

$$\omega_i = \omega_{i-1} + \frac{\Delta t}{I_{total}} \left(\frac{M_{motor,i-1} + M_{motor,i}}{2} - \frac{M_{bomba,i-1} + M_{bomba,i}}{2} \right) \quad (2.85)$$

É útil modificar esta equação para que seja directamente aplicável em quatro termos quadrantes. Assim, são necessárias as seguintes relações:

$$\omega = \frac{2\pi}{60} N \quad (2.86)$$

$$N = N_{Ref} \alpha \quad (2.87)$$

$$T = T_{Ref} \beta \quad (2.88)$$

Resultando, assim,

$$\alpha_i = \alpha_{i-1} + \frac{30\Delta t}{I_{total}\pi N_{Ref}} \left(\frac{M_{motor,i-1} + M_{motor,i}}{2} - T_{Ref} \frac{\beta_{bomba,i-1} + \beta_{bomba,i}}{2} \right) \quad (2.89)$$

Esta equação representa o equilíbrio total do binário - binário do motor desconhecido, binário da bomba, e velocidade da bomba em quatro quadrantes. Para a paragem da bomba, o binário do motor é zero, deixando apenas duas incógnitas. Para o arranque, a relação entre o binário do motor e a velocidade de sincronismo deve ser especificada. Tal como o termo da altura de elevação acima, o torque adimensional, β , pode ser resolvido em função da velocidade, α , caudal, v , e $F_B(\theta)$.

$$\beta = (\alpha^2 + v^2) F_B(\theta) \quad (2.90)$$

Estas equações podem então ser resolvidas para velocidade, caudal, binário e altura.

2.4 Código numérico

O código numérico usado no presente trabalho, baseia-se no método das características, explorado no subcapítulo anterior, e permite modelar, simular e resolver problemas em regime permanente e transitório em sistemas hidráulicos, fornecendo ao utilizador não só campos de velocidade e pressão para qualquer instante e secção da instalação como características de acessórios (bombas, RAC, entre outros). O código começa primeiro por calcular a solução em regime permanente, recorrendo à equação de Bernoulli, definindo assim, as condições limite que serão utilizadas no método das características para simular o regime transitório.

A título de exemplo, identificam-se alguns tipos de sistemas hidráulicos que o código permite simular:

- Abertos e fechados;
- Com recirculação;
- Em rede – com ramificações;
- Elevatórios – com bombas (em regime transitório);
- Elevatórios – com dispositivos de proteção e outros acessórios.

2.4.1 Hipóteses simplificativas

O código adota algumas hipóteses simplificativas relativas ao escoamento, ao fluido e à conduta de forma contornar alguns problemas que podem ser consultados em (Lousa, 2011).

- Escoamento:
 - Escoamento é unidimensional com uma distribuição uniforme de velocidades e pressões nas secções transversais das condutas;
 - As perdas de carga são calculadas de acordo com a hipótese quasi-estacionária.
- Fluido:
 - Fluido é pouco compressível, monofásico e homogéneo. As características de compressibilidade do fluido, assim, são expressas por um parâmetro – módulo de elasticidade volumétrica.
 - O módulo de elasticidade do fluido permanece constante;
 - As variações de temperatura são desprezáveis quando comparadas com as variações de caudal e de pressão;
- Condutas:
 - Material, secção transversal e espessura constante ao longo do comprimento;
 - Comportamento isotrópico do material da conduta, isto é, considera-se que a conduta é relativamente deformável;
 - A interação dinâmica fluido-conduta é desprezável e os eixos das condutas permanecem imóveis durante o regime transitório;

2.4.2 Entrada de dados

Por forma a poder efetuar qualquer simulação em regime transitório são necessários alguns dados que se organizam por diferentes módulos, consoante a geometria efetuada na interface gráfica. Dado que o programa incorpora muitos módulos associados aos respetivos componentes, serão apenas indicados os dados dos componentes utilizados.

- Fluido:
 - Fluido considerado;
 - Temperatura do fluido.
- Reservatórios:
 - Cota piezométrica da superfície livre do reservatório;
 - Pressão na superfície livre;
 - Cota piezométrica da conduta de ligação;
 - Perdas de carga.
- Condutas:
 - Comprimento dos vários troços de conduta simples;
 - Diâmetro;
 - Material;
 - Perdas de carga localizada.
- Válvulas de seccionamento:
 - Perda de carga, Cv;
 - Lei de fecho.
- Válvulas antirretorno:
 - Perda de carga, Cv;
 - Velocidade mínima para a abertura total;
 - Lei dinâmica.
- Reservatório de ar comprimido:
 - Constante politrópica;
 - Volume de gás inicial;
 - Perda de carga à entrada e saída;
 - Área do orifício.
- Válvulas de alívio:
 - Pressão à saída;
 - Pressão de abertura;
 - Pressão de fecho.
- Curvas e acessórios:
 - Perda de carga, Cv;
 - Cota.

- Discretização do sistema:
 - Número de nós da conduta de menor comprimento;
 - Tempo de simulação;
 - Modelo de cavitação.

Os parâmetros descritos representam os principais dados a inserir para qualquer simulação, no entanto, importa frisar que alguns podem mudar consoante o sistema hidráulico em causa.

ESTAÇÃO ELEVATÓRIA

3.1 Considerações iniciais

Qualquer projeto de um sistema de abastecimento de água deve ser feito com o conhecimento prévio das necessidades a atender. Tais necessidades dependem não só da população a servir como do tipo de utilização – uma vez que esta pode ser para fins domésticos, industrial, comercial entre outros. Sabe-se que, em média, da quantidade de água fornecida às superfícies urbanas, o consumo doméstico detém a maior fatia com cerca de 40%, seguindo-se o consumo industrial com 24%, o comercial com 15% e o público com 8%. No entanto, existe ainda uma parcela para cobrir as possíveis fugas nas condutas que, aparentemente, pode representar até 8% da totalidade. Situações de emergências (como incêndios) não são tidos em conta devido à sua baixa probabilidade.

Pela informação exposta, é evidente que existe uma clara convergência entre o consumo por habitante e o nível de vida, com consumos superiores para as classes mais altas. Em Portugal, tendo em conta as variações sazonais, os valores de consumo médio diário situam-se entre os 100 l e os 400 l por habitante (Oliveira & Lopes, 2016).

3.2 Sistema de abastecimento

Em hidráulica, dá-se o nome de adução ao transporte de água desde a captação até aos reservatórios de distribuição. Por outro lado, chama-se adutoras ao meio no qual se dá o correspondente escoamento, podendo este ser de superfície livre ou sob pressão. A captação de água é, normalmente, feita em reservatórios naturais, como lençóis de água, lagos e albufeiras. O processo de transporte pode ser efetuado recorrendo à gravidade ou por bombagem, passando por estações de tratamento intercalados na rede com reservatórios de distribuição e/ou torres de pressão (Oliveira & Lopes, 2016). Na Figura 3.1, esquematiza-se um sistema simplificado de abastecimento.

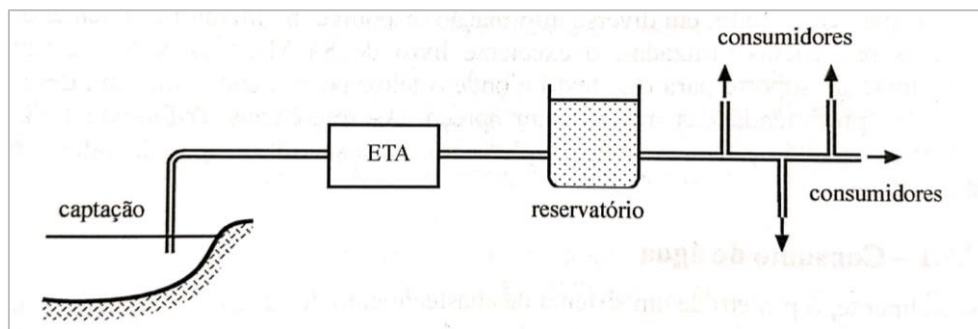


Figura 3.1 - Esquema simplificado de um sistema de abastecimento de água (Oliveira & Lopes, 2016).

Atualmente, o transporte de água para consumo humano faz-se sob pressão, no interior de condutas, dado que possui a vantagem da não contaminação da água vindas do exterior. Porém, qualquer instalação elevatória é constituída por três partes elementares: 1. Linha de sucção; 2. Conjunto motor-bomba; 3. Linha de recalque.

1. A linha de sucção é composta pela tubagem de transporte do fluido e um conjunto de acessórios. A conduta de aspiração é, regra geral, de diâmetro superior ao da linha de compressão e contém uma válvula de pé garantindo que quando o motor para o fluido não inverte e retorna ao reservatório. Contém ainda um manómetro e uma redução excêntrica com o intuito de impedir a formação de bolsas de ar.
2. O conjunto motor-bomba é formado, evidentemente, por uma bomba e pelo motor responsável pelo seu funcionamento.
3. A linha de compressão ou recalque tem origem na boca de saída da bomba e termina no reservatório de recalque. Tem na sua constituição também um manómetro, e eventuais acessórios, como válvulas entre outros.

3.3 Definição do problema

Pretende-se elevar água desde um reservatório de uma ETA até uma torre de pressão de modo a abastecer uma pequena cidade de 15000 habitantes. Considere-se o consumo médio diário de cada pessoa em 250 litros. Sabe-se ainda que o intervalo de tempo para o enchimento da torre são de 6 horas.

As necessidades diárias são, portanto:

$$\forall_{Total} = 250 \cdot 15000 = 3750000 \text{ l}/\text{dia} = 3750 \text{ m}^3/\text{dia}$$

Onde, $\forall_{Total}$ representa o volume total de água a abastecer. Por uma questão de segurança, considere-se $\forall_{Total} \approx 4000 \text{ m}^3/\text{dia}$.

Dado que a torre tem de ser cheia em 6 horas, o caudal vem,

$$Q = \frac{4000}{6} = 667 \text{ m}^3/\text{h} = 0,185 \text{ m}^3/\text{s}$$

3.3.1 Dimensionamento da secção

É sabido que, para este tipo de aplicações, a velocidade do escoamento no interior da conduta não deverá ser inferior a 0,5 m/s de modo a evitar a formação de depósitos prejudiciais à saúde humana. Em contrapartida, grandes velocidades resultam em maiores variações de pressão em regime transitório. Assim, o correto dimensionamento do diâmetro visa como principal objetivo potencializar o caudal transportado com a menor perda de carga possível – reduzindo, assim, custos de energia e material. No entanto, o fator custo não será tido em conta para o presente pré-projeto.

Calculado o diâmetro ideal, a escolha deve ir ao encontro do diâmetro comercial mais próximo. Neste caso, será usado o catálogo disponível na biblioteca do código numérico. Para o dimensionamento económico da conduta, considerou-se a fórmula sugerida em (Porto, 2006), conhecida como fórmula de *Bresse*,

$$D = 1,3 \cdot \sqrt[4]{X} \cdot \sqrt{Q} \quad (3.1)$$

Onde,

- X - Número de horas de funcionamento do sistema dividido por 24;
- Q - Caudal escoado (m^3/s).

Logo vem,

$$D = 1,3 \cdot \sqrt[4]{\frac{6}{24}} \cdot \sqrt{0,185} \Leftrightarrow D = 0,40 \text{ m}$$

Dado o resultado, selecionou-se os seguintes diâmetros para as condutas:

$$\begin{cases} D_{Asp.} = 16 \text{ polegadas} \\ D_{Comp.} = 14 \text{ polegadas} \end{cases}$$

Escolheu-se ferro fundido classe 51, como material.

3.3.2 Curva da instalação

Como se viu anteriormente, o fluido ao percorrer o interior da conduta perde pressão como resultado do atrito. Essa perda de pressão, normalmente designada como ΔH_{MJ} , tem de ser repostada pelo sistema de bombagem para que se consiga manter o fluido em movimento. H_B representa essa energia por unidade de peso, em metros. A adição destes termos à equação generalizada de Bernoulli conduz a uma equação utilizada na análise energética de sistemas hidráulicos, conhecida como curva característica da instalação e tem a seguinte forma:

$$\left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_M + H_B = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_J + \Delta H_{MJ} \quad (3.2)$$

Onde os índices M e J representam a cota das superfícies livres a montante e a jusante da bomba, respetivamente.

Depois de alguma manipulação matemática e reagrupando a equação em ordem a H_B fica,

$$H_B(Q) = \Delta H_{piezom.} + K_{eq} Q^2 \quad (3.3)$$

Onde ΔH_{MJ} é calculado utilizando o coeficiente de perda global, K_{eq} que contabiliza o somatório dos coeficientes característicos das perdas localizadas e em linha nas condutas de aspiração e recalque ($K_{eq} = K_{Asp.} + K_{Comp.}$). $\Delta H_{piezom.}$ representa a diferença de alturas piezométricas entre os pontos M e J.

Dado que as condutas de aspiração e compressão têm diâmetros diferentes, o cálculo será feito em separado.

Tabela 3.1 - Características da conduta de aspiração.

<u>Principais características</u>	
Comprimento (L)	20 m
Diâmetro (D)	16 polegadas = 0,42 m
Rugosidade (ϵ)	0,12192 mm
<u>Coeficientes característicos das perdas de carga localizadas (K)</u>	
Saída do reservatório	0,5
Redução excêntrica	1,72

De modo a calcular o K_{Asp} , será preciso obter o valor referente ao fator de atrito, f . Para o efeito, segue-se o seguinte procedimento.

Cálculo da rugosidade relativa

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0,12192}{420} \Leftrightarrow \frac{\varepsilon}{D} = 0,0003$$

Cálculo do número de Reynolds

De forma a calcular a relação de Reynolds, é necessário calcular a velocidade. Logo vem,

$$Q = V \cdot A \Leftrightarrow V = \frac{Q}{A} = \frac{0,185}{\pi \cdot 0,21^2} \Leftrightarrow V = 1,33 \text{ m/s}$$

O número de Reynolds vem então,

$$R_e = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{1,33 \cdot 0,42}{1,003 \cdot 10^{-6}} \Leftrightarrow R_e = 5,7 \cdot 10^5$$

Agora, traça-se os valores obtidos no diagrama de *Moody*.

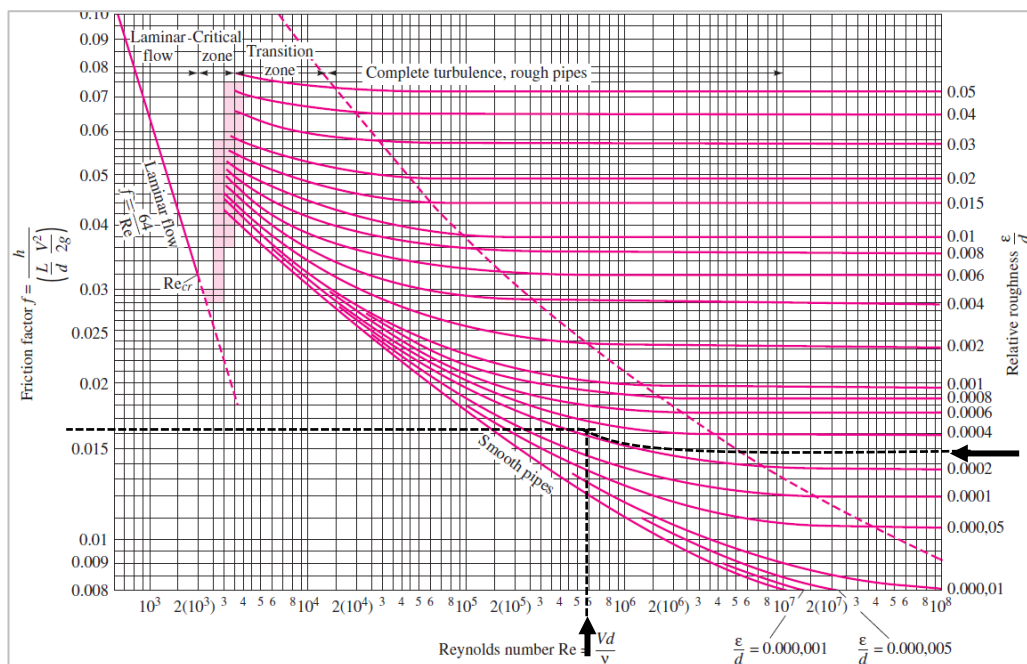


Figura 3.2 - Diagrama de *Moody*.

Retira-se do diagrama que o fator de atrito, f , toma o valor 0,0170. O $K_{Asp.}$ pode então ser calculado da seguinte forma,

$$K_{Asp.} = \frac{8}{g\pi^2 D^4} \left(\frac{fL}{D} + \Sigma K \right) \quad (3.4)$$

$$\Leftrightarrow K_{Asp} = \frac{8}{9,81 \cdot \pi^2 \cdot 0,42^4} \left(\frac{0,0170 \cdot 20}{0,42} + 0,5 + 1,72 \right) \Leftrightarrow K_{Asp} = 8,05 \text{ s}^2/\text{m}^5$$

Tabela 3.2 - Características da conduta de recalque.

<u>Principais características</u>	
Comprimento (L)	250 m
Diâmetro (D)	14 polegadas = 0,37 m
Rugosidade (ϵ)	0,12192 mm
<u>Coefficientes característicos das perdas de carga localizadas (K)</u>	
Redução concêntrica	2,25
Válvula de gaveta	0,2
Válvula de retenção (estimativa para efeitos de cálculo preliminar)	0,6
Curva de 45°	0,2
Joelho 90°	0,9
Entrada do reservatório	1

De forma análoga à conduta de aspiração vem,

Cálculo da rugosidade relativa

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0,12192}{370} \Leftrightarrow \frac{\epsilon}{D} = 0,0003$$

Cálculo do número de Reynolds

$$Q = V \cdot A \Leftrightarrow V = \frac{Q}{A} = \frac{0,185}{\pi \cdot 0,185^2} \Leftrightarrow V = 1,72 \text{ m/s}$$

O número de Reynolds vem então,

$$R_e = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{1,72 \cdot 0,37}{1,003 \cdot 10^{-6}} \Leftrightarrow R_e = 6,3 \cdot 10^5$$

Do diagrama de *Moody*, retira-se $f = 0,0175$. Assim, $K_{comp.}$ fica,

$$K_{comp.} = \frac{8}{g\pi^2 D^4} \left(\frac{fL}{D} + \Sigma K \right) \quad (3.5)$$

$$\Leftrightarrow K_{comp.} = \frac{8}{9,81 \cdot \pi^2 \cdot 0,37^4} \left(\frac{0,0175 \cdot 250}{0,37} + (0,2 \cdot 2) + (0,9 \cdot 3) + 0,2 + 0,6 + 1 + 2,25 \right)$$

$$\text{Assim, o } K_{eq} = K_{Asp.} + K_{comp.} = 8,05 + 82,16 = 90,21 \text{ s}^2/\text{m}^5$$

Dado que a $\Delta H_{piezom.} = 120 \text{ m}$, a curva característica da instalação pode ser aproximada pela seguinte equação,

$$H_B(Q) = 120 + 90,21Q^2 \quad (3.6)$$

3.3.3 Seleção da bomba

A seleção de uma bomba centrífuga para as mais diversas aplicações é sempre feita à luz da informação dos fabricantes e, normalmente, tem como referência o rendimento máximo da mesma. Para o efeito, é necessário obter a curva característica da instalação na qual a turbomáquina vai ser instalada. Posteriormente, com base nos diversos tipos de bombas e respetivas aplicações, escolhe-se a que melhor se enquadra na aplicação desejada recorrendo a catálogos ou configuradores informáticos desejando-se que esta tenha no seu ponto de rendimento máximo os dados que mais se assemelhem às condições de projeto. Porém, na prática, é comum que o ponto de funcionamento nominal da instalação não coincida nem com o ponto nominal da bomba nem com o do funcionamento nominal da própria instalação.

De forma a contornar este problema, a referência IDAE (Guia técnica de seleção de equipamentos de transporte de fluidos) indica três gamas de caudal definidas pelos fabricantes a ter em conta num projeto desta natureza (Santos, 2017):

- Gama admissível: Considera-se valores admissíveis de caudal numa gama entre os 20% e os 150%, isto é, $0.20 \cdot Q_n < Q < 1.5 \cdot Q_n$;
- Gama adequada: Para valores adequados tem-se, $0.66 \cdot Q_n < Q < 1.15 \cdot Q_n$;
- Gama ótima: $0.85 \cdot Q_n < Q < 1.05 \cdot Q_n$. Neste caso, o rendimento é afigurado ao rendimento máximo da bomba.

Para a seleção da bomba, utilizou-se o configurador informático disponível em (GrundFos, 2022) onde se introduziu os seguintes parâmetros:

1. Aplicação: Abastecimento e transferência de água;
2. Altura da bomba: $H_B = 123,1 \text{ m}$ ($H_B(0,185) = 120 + 90,21(0,185^2)$);
3. Caudal: $Q = 667 \text{ m}^3/\text{s}$.

O configurador sugeriu a utilização de cinco bombas CRN 125-6 A-F-A-E-HQQE ligadas em paralelo a funcionar a 94% da velocidade nominal acionadas por cinco motores SIMOTICS SD - 280 S - IM B3 - 2p, da marca Siemens (GrundFos, 2022). Este tipo de ligação é empregue quando se pretende aumentar o caudal em circuitos com relativa baixa perda de carga, sendo por isso, a ligação resultado do somatório dos caudais individuais de cada curva mantendo constante o valor correspondente da altura manométrica.

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n \quad (3.7)$$

$$H_T = H_1 = H_2 = \dots = H_n \quad (3.8)$$

A Figura 3.3 representa as curvas das cinco bombas ligadas em paralelo à velocidade sugerida.

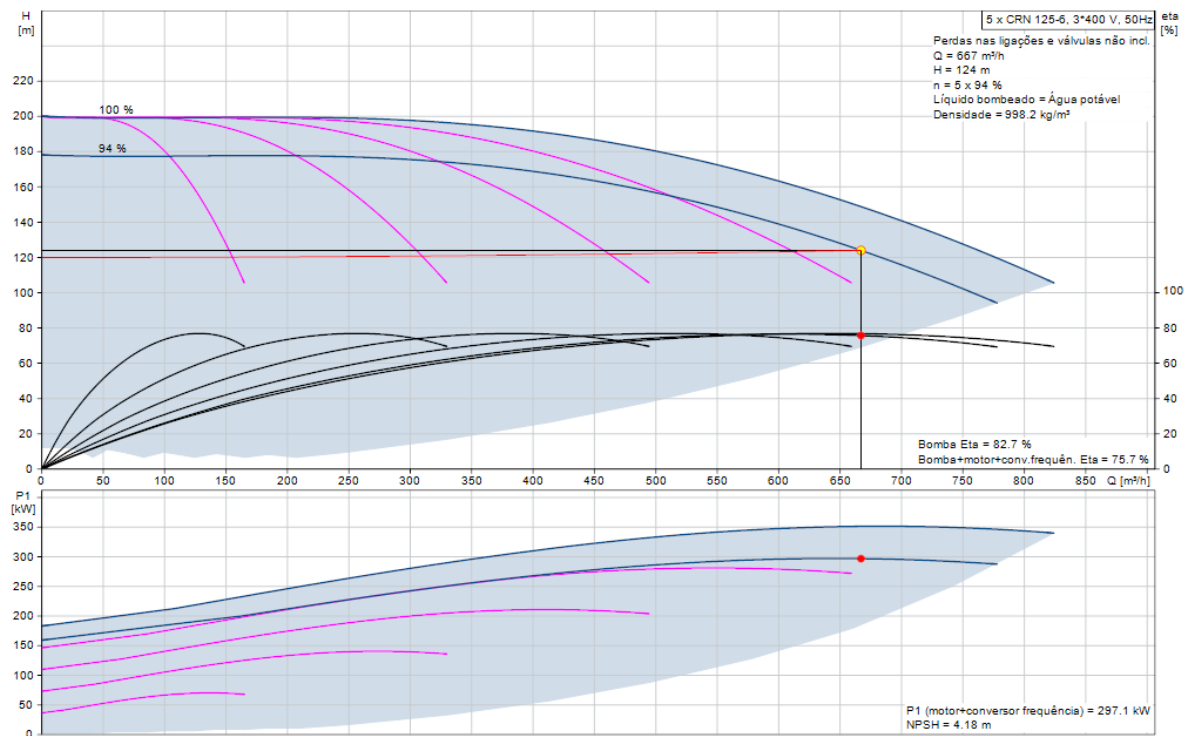


Figura 3.3 - Curva característica da ligação em paralelo das bombas (GrundFos, 2022).

Conclui-se, assim, que o pré-dimensionamento da estação elevatória está completa para regime permanente. No capítulo seguinte, a estação será então alvo de vários cenários em regime transitório através de simulações para o seu completo dimensionamento.

SIMULAÇÕES NÚMERICAS E DISCUSSÃO DE RESULTADOS

4.1 Considerações iniciais

Neste capítulo apresentam-se as simulações numéricas em regime transitório da estação elevatória dimensionada no capítulo anterior. Para o efeito, selecionaram-se três cenários de relevante importância.

O primeiro cenário prende-se com a falha de energia no motor elétrico. Este panorama representa a situação mais severa a que a instalação pode estar sujeita, sendo por isso o cenário ideal para qualquer dimensionamento de dispositivo de proteção. De seguida, efetuou-se o cenário 'Saída de serviço'. A 'Saída de serviço' é um procedimento comum em qualquer instalação, sendo em muitos casos efetuado várias vezes ao dia. É estudada a conjugação da saída de serviço da bomba com uma lei de fecho na válvula de seccionamento de modo a testar o dimensionamento dos respetivos dispositivos e de toda a estação. Por fim, ensaiou-se o 'Arranque da bomba' ou 'Entrada em serviço'. Em linha com o cenário 'Saída de serviço', este serve também para testar a eficiência da instalação, analisando todo o seu comportamento dinâmico.

Na Figura 4.1 representa-se o esquema inicial da instalação sem considerar o regime transitório.

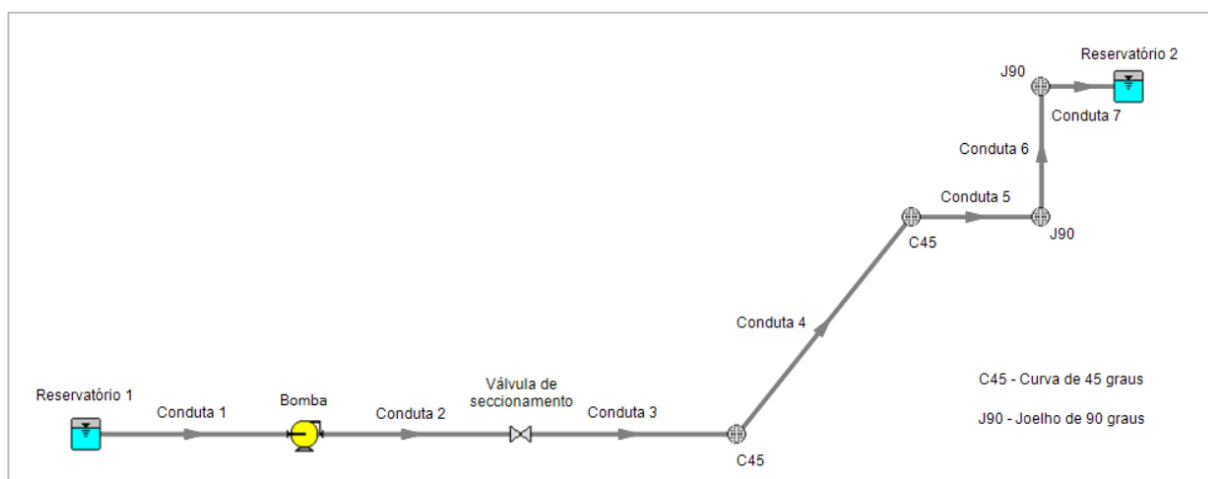


Figura 4.1 - Esquema inicial da instalação.

Nas Tabelas 4.1 a 4.6 reúnem-se as principais características do sistema.

Tabela 4.1 – Propriedades do fluido.

Fluido	Água
Celeridade da onda de pressão (m/s)	1055,156
Temperatura (°C)	20

Tabela 4.2 – Reservatórios.

Cota da superfície do reservatório 1 (m)	10
Cota da saída do reservatório 1 (m)	2
Pressão na superfície reservatório 1	Atmosférica
Coeficiente de perda de carga à saída do reservatório 1 (K)	0,5
Cota da superfície do reservatório 2 (m)	130
Cota da saída do reservatório 2 (m)	125
Pressão na superfície reservatório 2	Atmosférica
Coeficiente de perda de carga à entrada do reservatório 2 (K)	1

Tabela 4.3 – Condutas.

Material	Ferro fundido – Classe 51
Rugosidade das condutas (mm)	0,12192
Diâmetro da conduta 1 (m)	0,42
Comprimento da conduta 1 (m)	20
Perda de carga à saída da conduta 1 – redução excêntrica (K)	1,72
Diâmetro da conduta 2, 3, 4, 5, 6 e 7 (m)	0,37
Comprimento da conduta 2 (m)	5
Perda de carga à saída da conduta 2 – redução concêntrica (K)	2,25
Comprimento da conduta 3 (m)	45
Comprimento da conduta 4 (m)	140
Comprimento da conduta 5 (m)	30
Comprimento da conduta 6 (m)	25
Comprimento da conduta 7 (m)	5

Tabela 4.4 - Válvula de seccionamento.

Coeficiente de caudal (Cv)	13077,5
Cota (m)	2

Tabela 4.5 - Curvas 45°.

Coeficiente de perda de carga (K)	0,2
Cota (m) da 1ª	2
Cota (m) da 2ª	100

Tabela 4.6 - Joelho 90°.

Coeficiente de perda de carga (K)	0,9
Cota (m) do 1º	100
Cota (m) do 2º	125

Para a caracterização das bombas presentes na instalação apresenta-se, na Tabela 4.7, os valores de altura em função do caudal, rendimento e os respetivos valores de NSPH.

Tabela 4.7 - Curvas de funcionamento de uma bomba na rotação nominal.

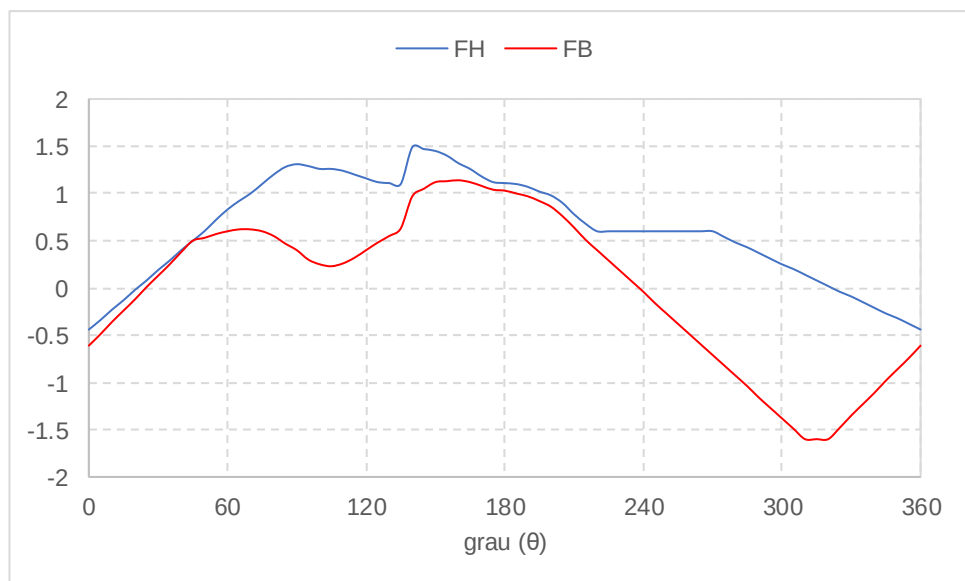
Q (m ³ /h)	H (m)	η (%)	NSPH (m)
0	200.0	0.0	2.25
10	198.3	16.0	2.29
20	198.0	29.3	2.43
30	198.0	40.0	2.54
40	198.0	49.3	2.57
50	197.5	60.0	2.60
60	197.0	65.1	2.63
70	194.5	69.3	2.68
80	191.3	74.5	2.70
90	187.0	78.1	2.80
100	180.0	80.0	2.91
110	171.3	82.1	3.08
120	165.8	82.7	3.29
130	152.5	82.8	3.80
140	141.0	82.6	4.63
150	126.3	80.3	5.66
160	112.5	78.4	7.14

A Tabela 4.8, reúne assim, as principais características de uma bomba. Para a obtenção da velocidade específica de rotação o código numérico começa por calcular o seu valor real através da equação (2.76). Posteriormente, seleciona o valor da velocidade específica de rotação mais próximo ao real disponível na sua biblioteca.

Tabela 4.8 – Bomba.

Cota (m)	2
Velocidade (rpm), ω	2975
Curva característica da bomba	$H = 200 - 0,10Q + 0,005Q^2$
Velocidade específica, N_s	15,7
Inércia total (kg/ m ²), I	0,49

De forma a ser possível prever o comportamento da bomba em regime transitório, obteve-se os parâmetros de Suter, representados na Figura 4.2, para a presente bomba com a velocidade específica, $N_s = 15,7$.

Figura 4.2 - Parâmetros de Suter para velocidade específica de $N_s = 15,7$.

4.2 Falha de energia

Como foi referido, o corte elétrico representa a situação limite mais desfavorável para qualquer instalação tanto numa perspetiva estrutural como numa perspetiva dos componentes hidráulicos. Torna-se, assim, absolutamente crucial a verificação da instalação à ocorrência de fenómenos como a cavitação – com possível rotura da veia líquida, determinar os valores das envolventes de pressão e prever não só o sentido do escoamento como a 'zona' de funcionamento da própria bomba.

O regime transitório foi introduzido no sistema com a falha de energia a ocorrer no instante $t = 3\text{ s}$.

A Figura 4.3 representa a evolução da velocidade do escoamento na secção imediatamente a jusante da bomba.

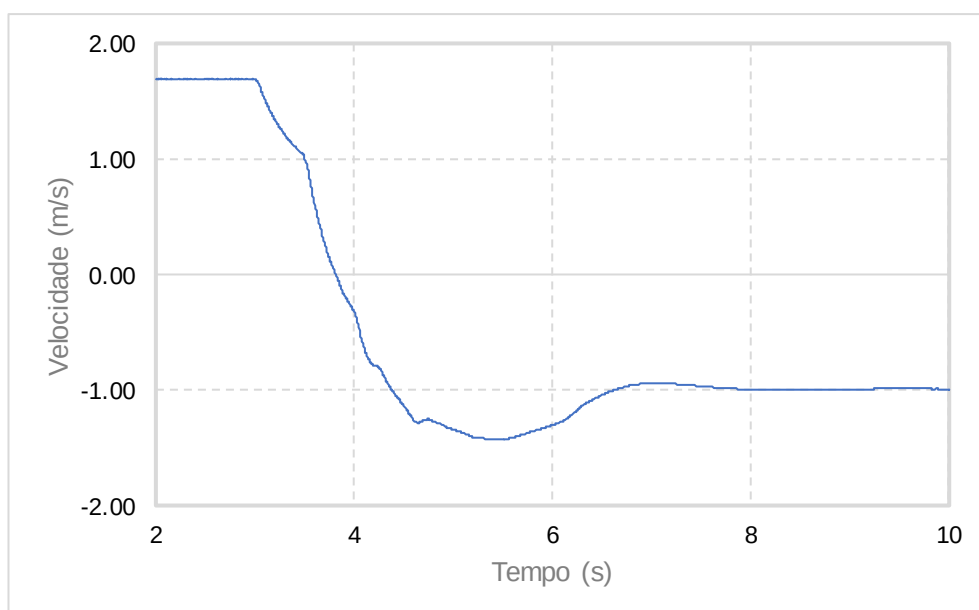


Figura 4.3 - Velocidade do escoamento na secção imediatamente a jusante da bomba.

Pelo exposto, facilmente se identifica o declínio da velocidade do escoamento com início em $t = 3\text{ s}$, instante em que o corte de energia ocorre. Em virtude da aceleração gravítica, a coluna de água inverte o escoamento no instante $t = 3,81\text{ s}$, acelerando, agora em sentido contrário até, aproximadamente, $t = 5,5\text{ s}$, atingindo a velocidade $V = 1,43\text{ m/s}$. Ainda em sentido inverso, a velocidade diminui e, após uma pequena oscilação, o regime permanente é atingido sendo a velocidade do escoamento de 1 m/s no sentido descendente.

Na mesma narrativa, importa agora averiguar a evolução da velocidade de rotação da bomba, o binário e a altura manométrica na perspetiva de perceber se, de facto, o seu comportamento neste regime se harmoniza com a velocidade do escoamento.

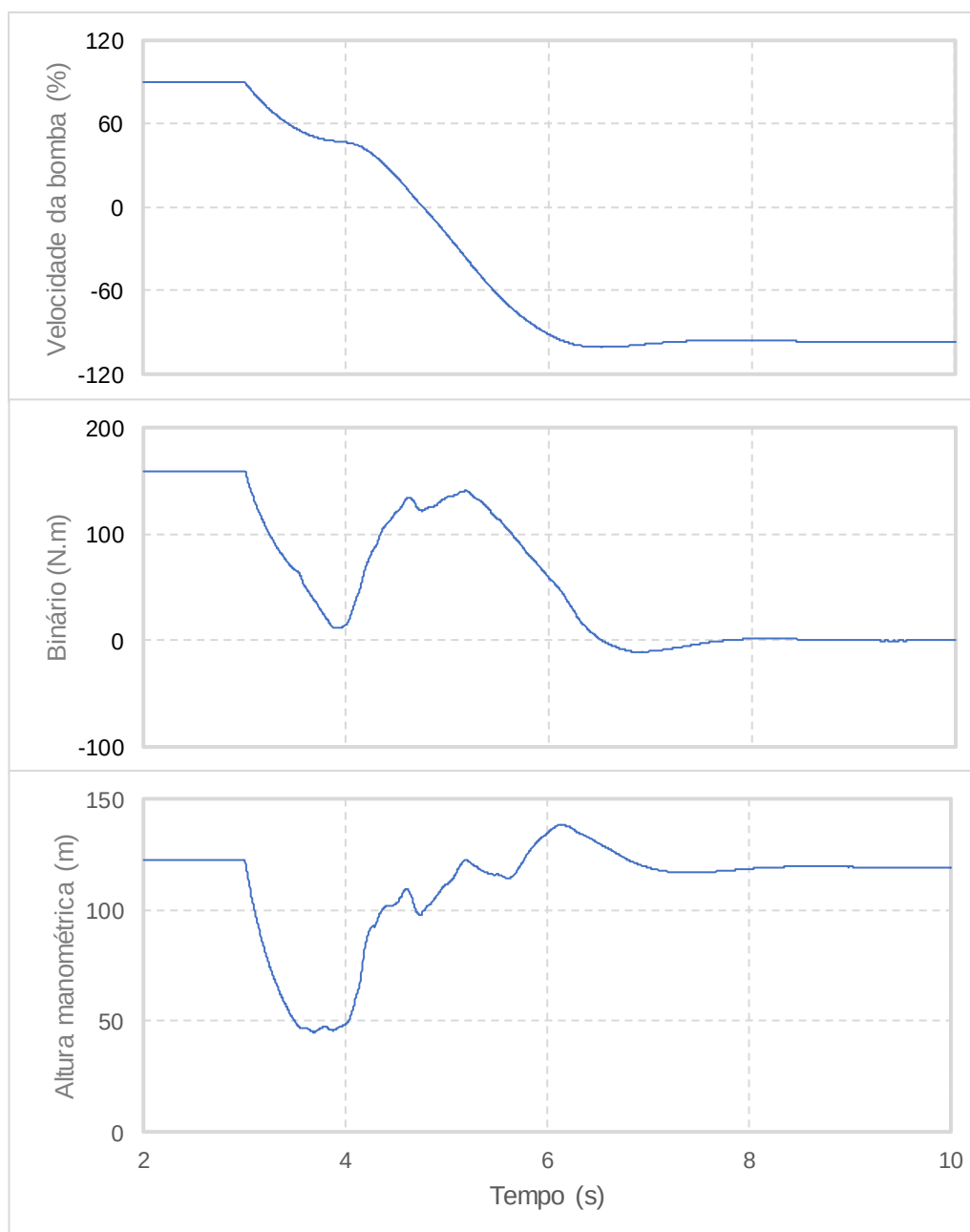


Figura 4.4 – Bomba: velocidade de rotação, binário e altura manométrica.

Da Figura 4.4, percebe-se que existe coerência nos resultados. A conjugação dos três gráficos permite mostrar que a bomba se encontra na ‘Zona de bombagem normal’ até ao instante $t = 3.81$ s. Em $t = 3.81$ s o caudal inverte e a bomba transita para o segundo quadrante funcionando em regime de dissipação até $t = 5.5$ s. Daí em diante a bomba funciona como turbina no terceiro quadrante. Esta situação representa o pior cenário da turbomáquina podendo resultar na sua destruição.

Na Figura 4.5, representam-se as envolventes de pressão em toda a instalação.

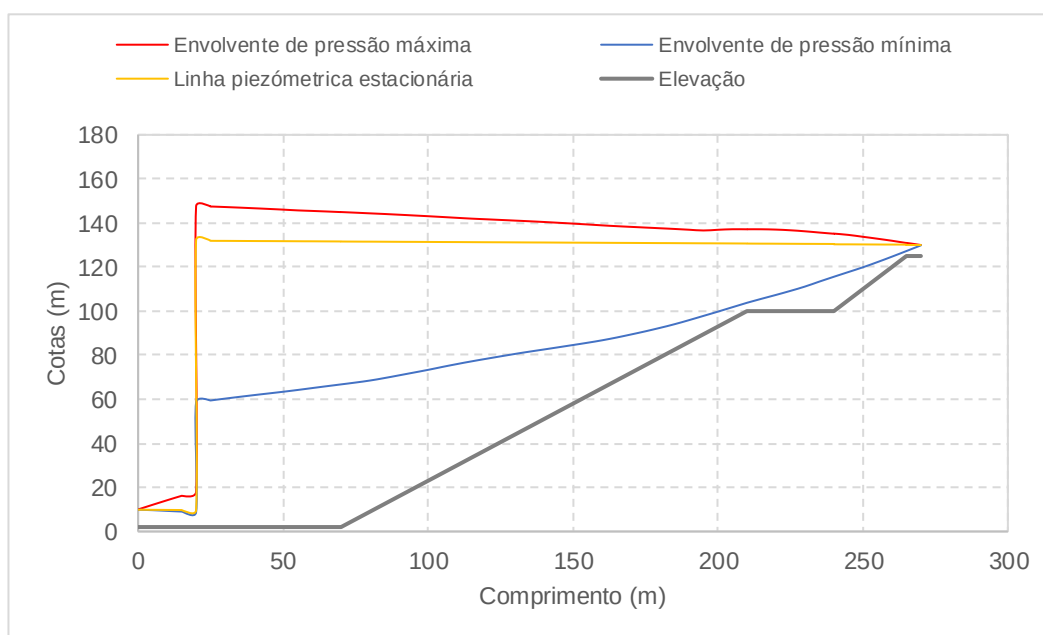


Figura 4.5 - Envolventes de pressão.

Como é possível verificar pela figura anterior, a introdução do regime variável através da falha de energia não coloca, para já, em causa a integridade estrutural funcional da estação elevatória no que à pressão diz respeito.

Desta primeira análise, conclui-se ser ajustado a introdução de uma válvula de retenção de modo a evitar a turbinagem da bomba.

Para o efeito, selecionou-se e testou-se seis válvulas de retenção com o intuito de estudar não só o seu comportamento dinâmico como a sua eficiência na instalação enquanto dispositivo de proteção.

Para a entrada de dados, optou-se como 'Velocidade mínima requerida para a total abertura da válvula' o valor imediatamente abaixo da velocidade do escoamento em regime permanente. Os coeficientes de caudal utilizados para cada válvula foram retirados de (Val-Matic Valve & Mfg. Corp., 2018), porém, é importante referir que alguns foram estimados por interpolação linear. A Tabela 4.9 reúne os seus valores.

Tabela 4.9 - Coeficientes de caudal, Cv.

Split-Disc Strong	5456
Resilience Hinge with Spring	6400
Dual-Disc	5200
Silence	3400
Nozzle Strong	6260
Moving Ball	4670

A Figura 4.6 representa a configuração atualizada da instalação com a introdução da válvula antirretorno. A válvula foi colocada na conduta 2 a um metro da bomba.

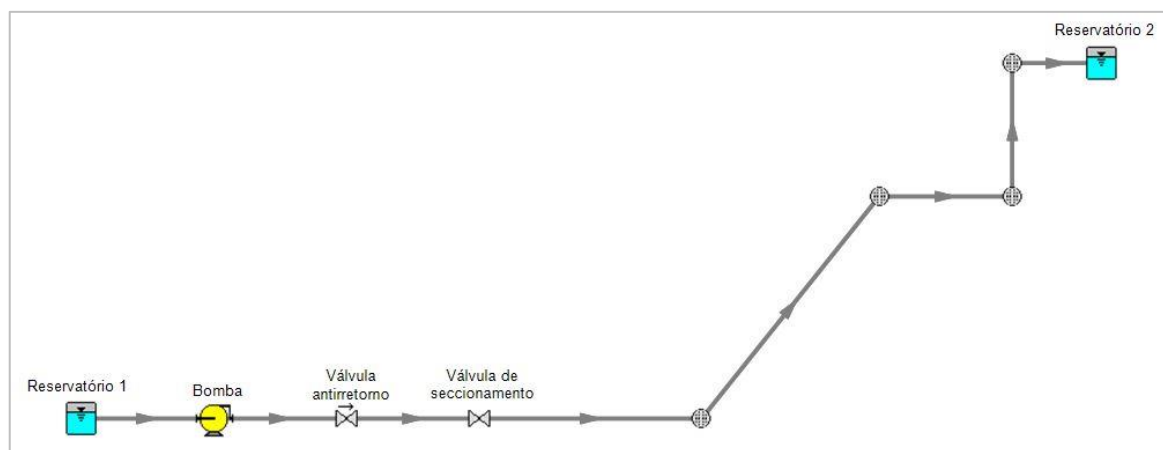


Figura 4.6 - Esquema da instalação com válvula de retenção.

O transitório é introduzido no sistema novamente com a falha de energia no instante $t = 3\text{ s}$.

Dado que foram testadas muitas válvulas e de modo a evitar a visualização da informação exaustiva, decidiu-se agrupar os resultados dinâmicos das válvulas em dois grupos de três.

As Figuras 4.7 e 4.8, representam a evolução da velocidade na secção imediatamente a seguir à bomba sob ação das válvulas Split-Disc Strong, Resilience, Nozzle Strong e Dual-Disc, Silence, Moving Ball, respetivamente.

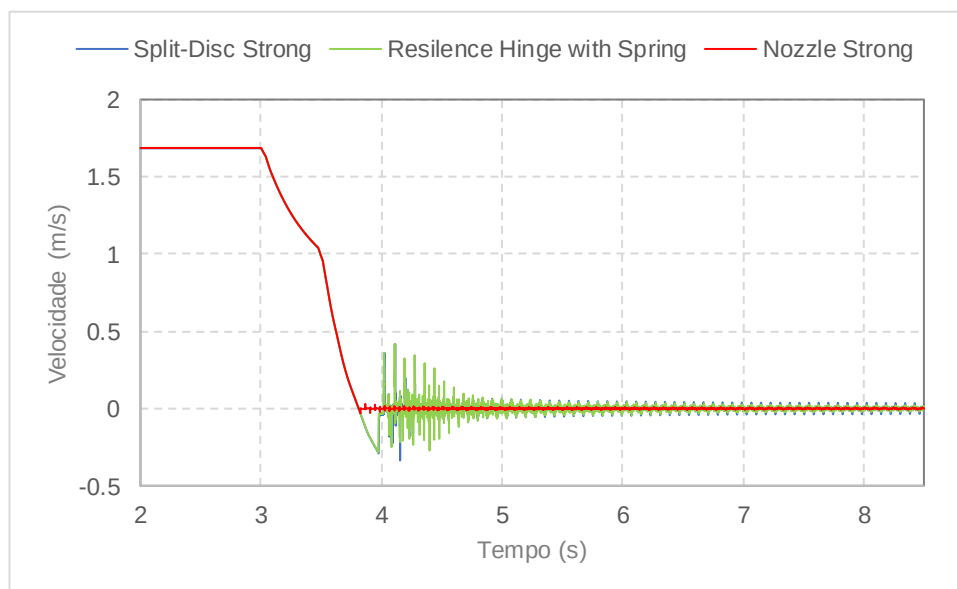


Figura 4.7 - Velocidade do escoamento na secção imediatamente a jusante da bomba.

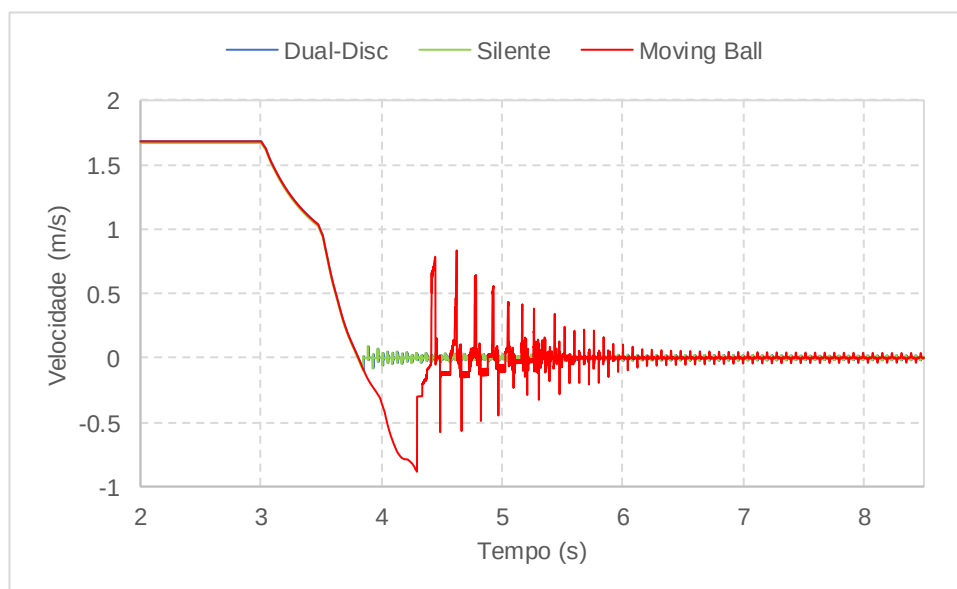


Figura 4.8 - Velocidade do escoamento na secção imediatamente a jusante da bomba.

Da Figura 4.7, verifica-se facilmente que o escoamento não inverte de forma expressiva comparativamente à ausência das respetivas válvulas. É possível ainda retirar que a velocidade do escoamento sob ação das três válvulas do instante $t = 3 \text{ s}$ ao instante $t = 3.81 \text{ s}$ é homólogo, o que se pode concluir que a diferença nas perdas de carga associado às diferentes válvulas não influencia de forma significativa o ritmo a que o fluido desacelera.

Globalmente, constata-se que o escoamento apresenta um comportamento mais favorável com a válvula Nozzle Strong e que o comportamento do mesmo para as válvulas Split e Resilience é praticamente sobreposto, o que sugere que o comportamento dinâmico das mesmas seja idêntico para o presente estudo. Verifica-se ainda que o escoamento inverte com a Slip e a Resilience durante alguns instantes, progredindo com oscilações decrescentes apreciáveis.

O cenário repete-se quando se observa a Figura 4.8, note-se que para melhor visualização a escala das ordenadas não coincide com a da Figura 4.7. A mesma sugere que a desigualdade nos coeficientes de caudal não tem interferência na desaceleração do fluido para as válvulas em questão. Mostra também que o escoamento se comporta, a par das válvulas Split e Resilience, praticamente igual sob ação das válvulas Dual-Disc e Silente, o que propõe o mesmo veredito em relação à sua performance dinâmica. Quando aplicada a válvula Moving Ball, a velocidade do escoamento destaca-se pela negativa invertendo até uma velocidade considerável, seguindo-se de variações bruscas.

Sintetizando estes resultados, retira-se, à primeira vista, que o escoamento praticamente não inverte quando testada a válvula Nozzle Strong, demonstrando ser a válvula de entre as seis com melhor desempenho. Seguem-se as válvulas Dual-Disc e Silence introduzindo menores variações de velocidade à saída da bomba comparativamente às válvulas Split e Resilience que se mostram atrás das mesmas. Por fim, a Moving Ball revela ser a mais desfavorável à velocidade do escoamento.

De forma agora a verificar a eficiência da utilização das diversas válvulas, interessa observar a velocidade da rotação da bomba sob ação das mesmas e perceber se, de facto, cumprem o propósito da sua aplicação ou se as variações negativas da velocidade fixadas nas Figuras 4.7 e 4.8 superam a inércia total do conjunto.

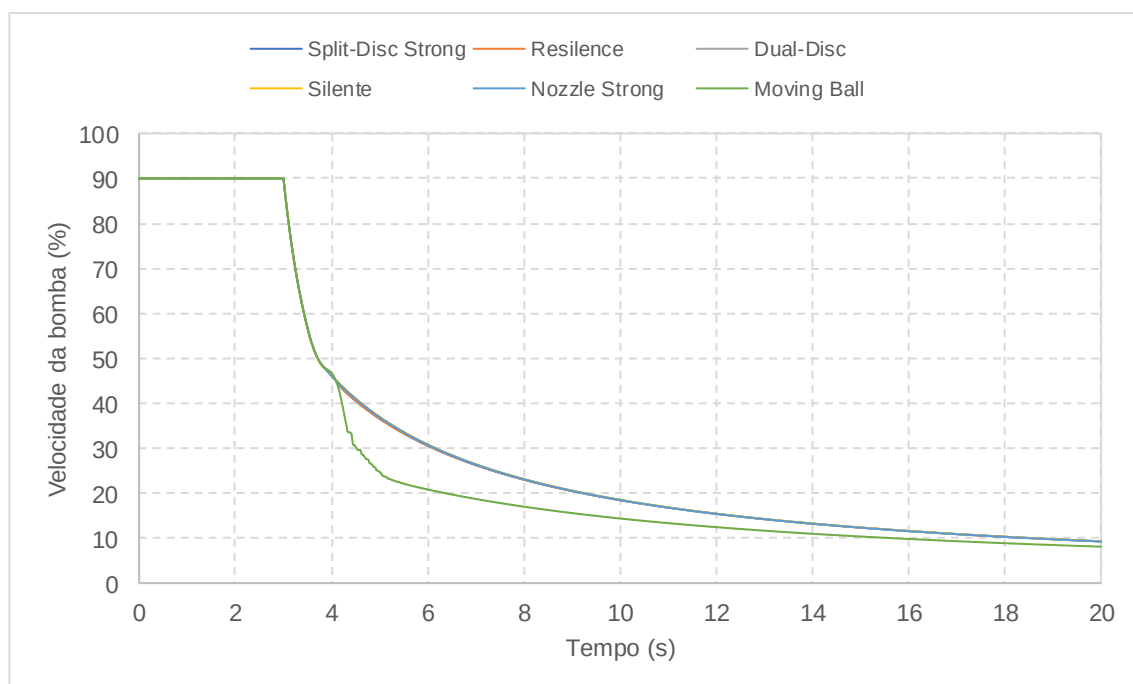


Figura 4.9 - Velocidade de rotação da bomba sob ação das válvulas de retenção.

Em primeira análise, constata-se que os resultados são coerentes com os obtidos para a velocidade do escoamento. A velocidade da bomba permanece sempre positiva para todas as válvulas, demonstrando ter um perfil aproximadamente idêntico para a Split, Resilence, Dual-Disc, Silence e Nozzle. A curva referente à Moving Ball está dentro do expectável uma vez que se mostra ajustado que associado a grandes variações na velocidade do escoamento resultem numa desaceleração mais expressiva da bomba.

Embora todas as válvulas cumpram o requisito de limitar a inversão do escoamento, importa conhecer o seu comportamento dinâmico de modo a prever as envolventes de pressão sobre a instalação. Apresentam-se, para o efeito, três gráficos na Figura 4.10 referentes às mesmas que se consideram relevantes para a ótica do prognóstico: coeficiente de caudal, pressão estática à saída e velocidade do escoamento à saída.

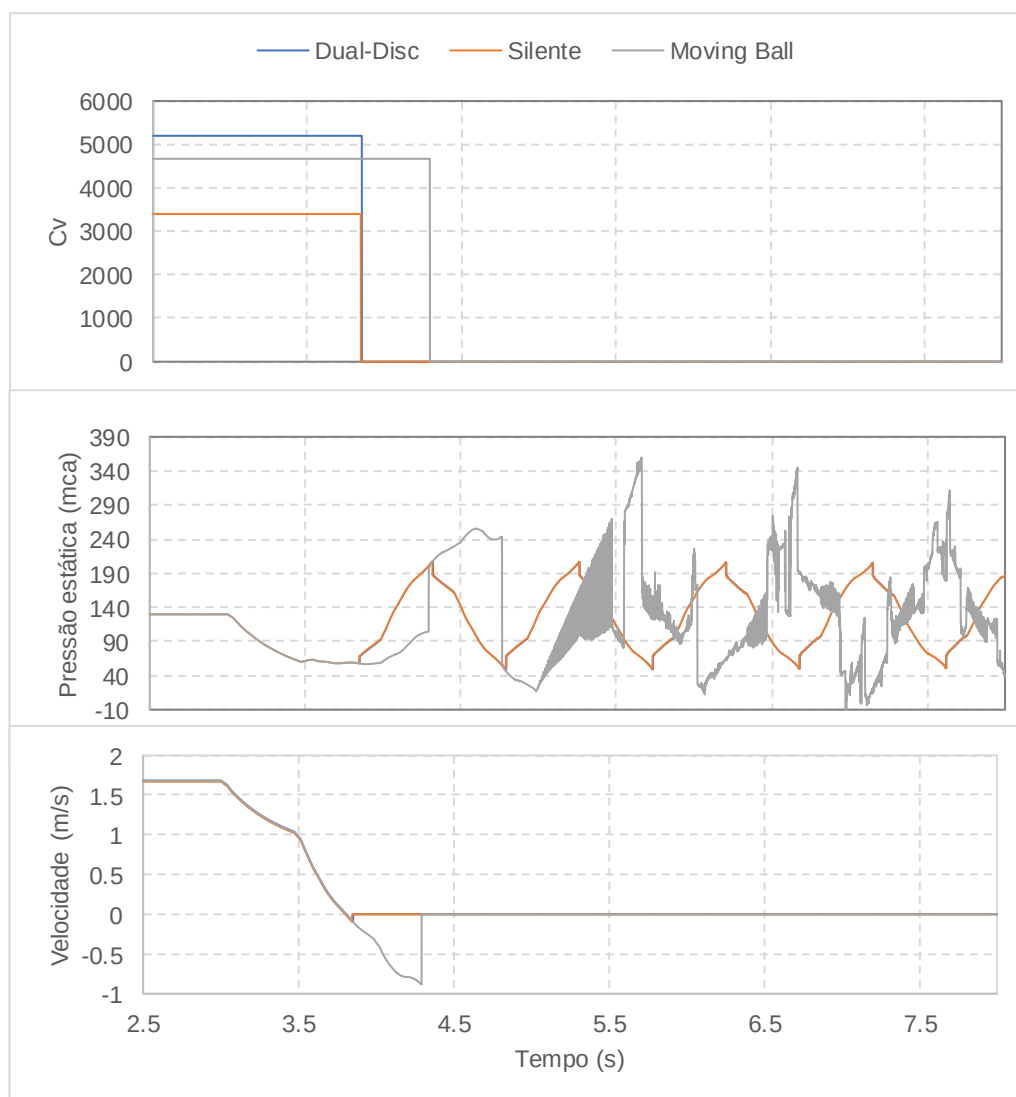


Figura 4.10 - C_v , pressão estática e velocidade do escoamento a jusante da válvula de retenção.

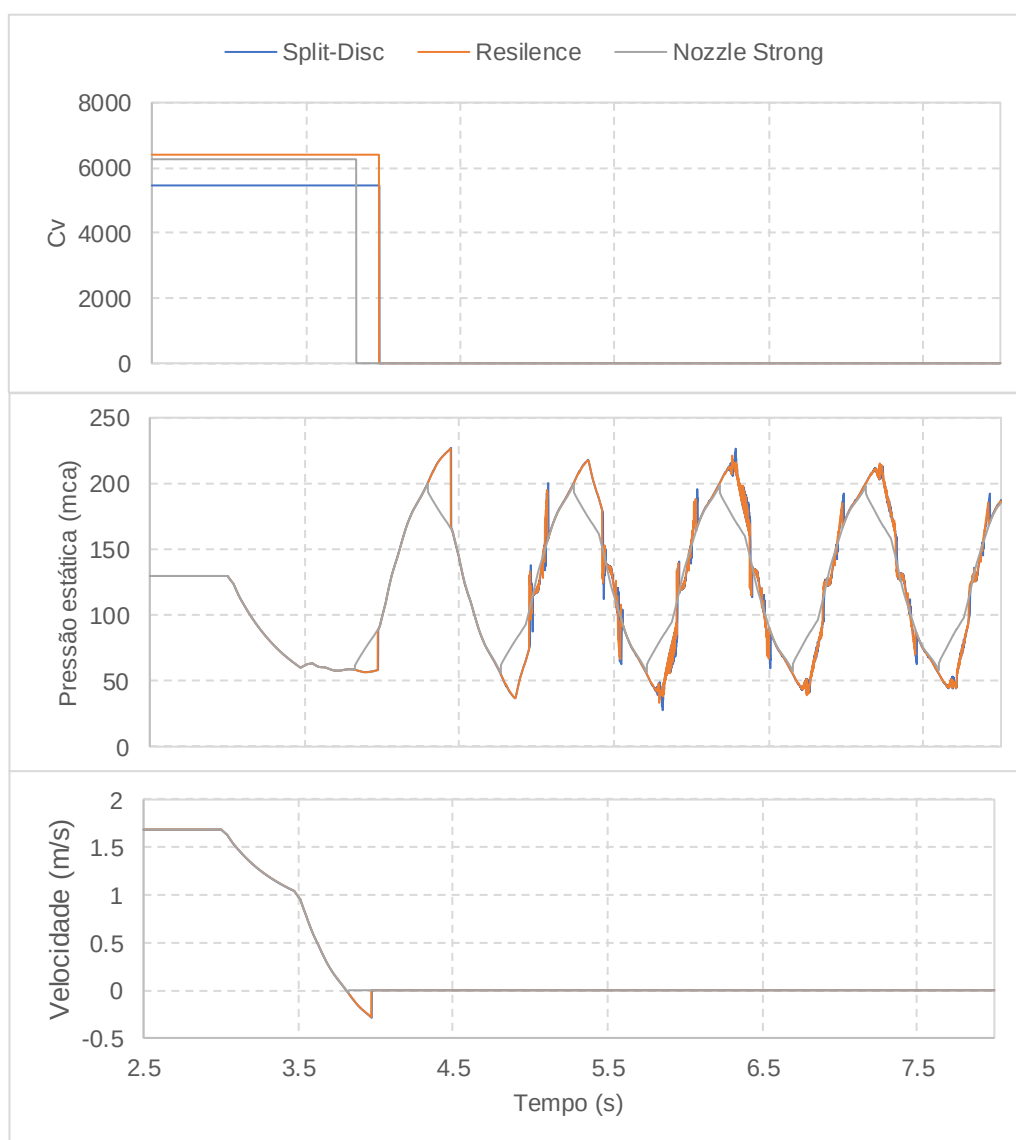


Figura 4.11 - Cv, pressão relativa e velocidade do escoamento a jusante da válvula de retenção.

Pelas Figuras 4.10 e 4.11, facilmente se constata a relação direta entre desaceleração do fluido e pressão gerada no sistema como consequência do fecho da válvula. Os perfis respeitantes ao comportamento dinâmico de todas as válvulas mostram que a onda de pressão gerada pelo fecho da respetiva válvula será tanto maior quanto maior for o valor da velocidade inversa no instante que a mesma fecha. É esperado, portanto, uma gama de valores das envolventes de pressão mais reduzida para as seguintes válvulas (por ordem crescente): Nozzle Strong, Dual-Disc e Silence, Split e Resilience, e por fim Moving Ball.

Da Figura 4.12 à 4.17, representam-se as envolventes de pressão para cada uma das válvulas.

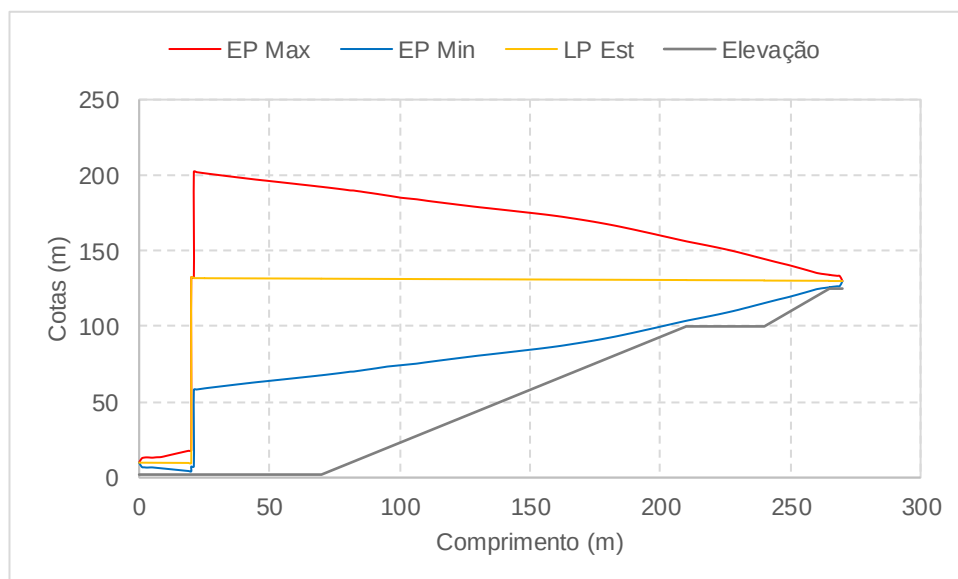


Figura 4.12 - Envolventes de pressão sob ação da válvula Nozzle Strong.

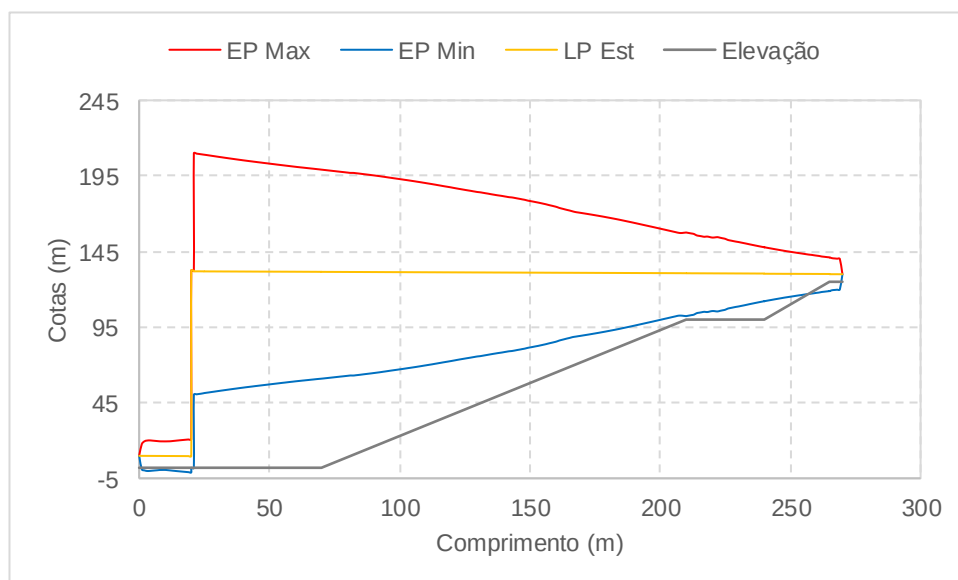


Figura 4.13 - Envolventes de pressão sob ação da válvula Dual-Disc.

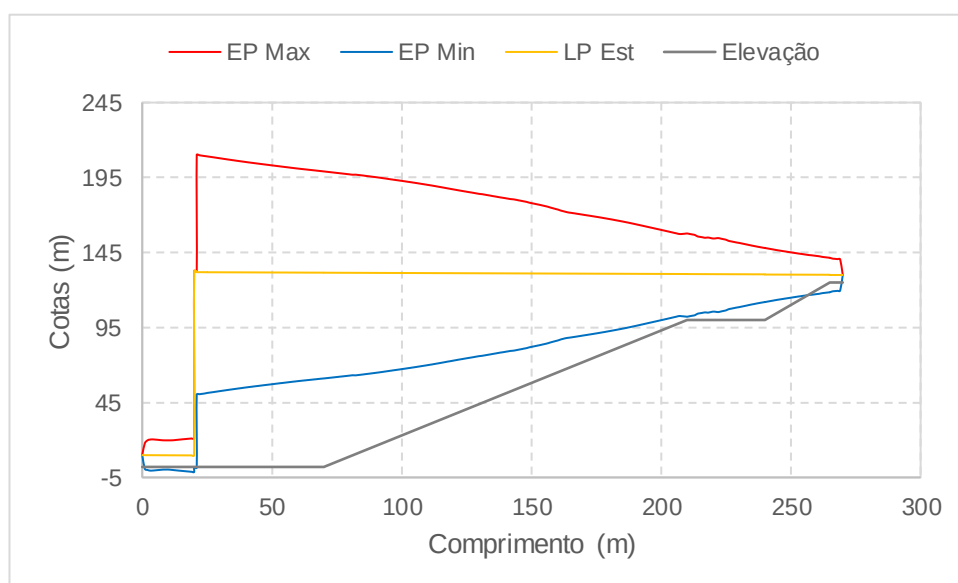


Figura 4.14 - Envoltórias de pressão sob ação da válvula Silente.

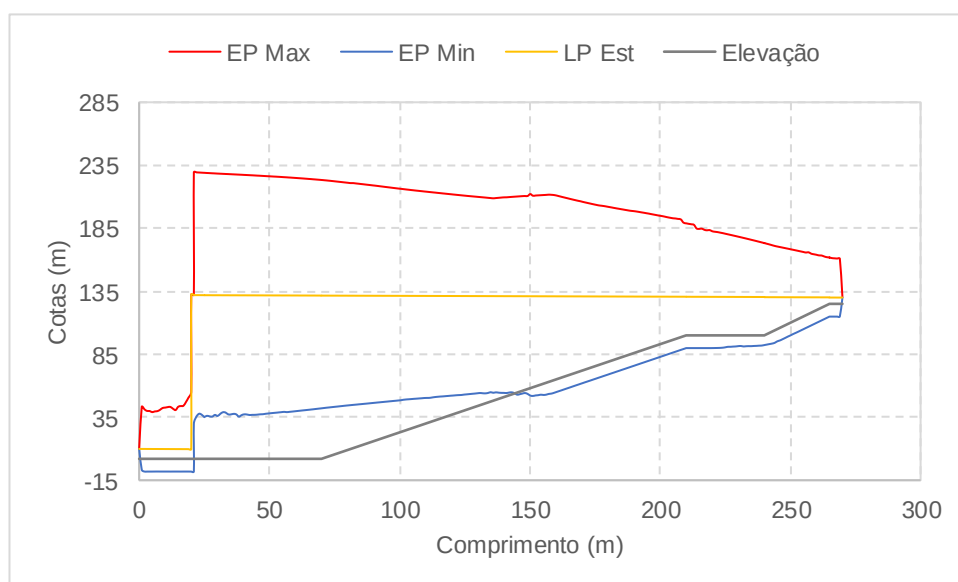


Figura 4.15 - Envoltórias de pressão sob ação da válvula Split.

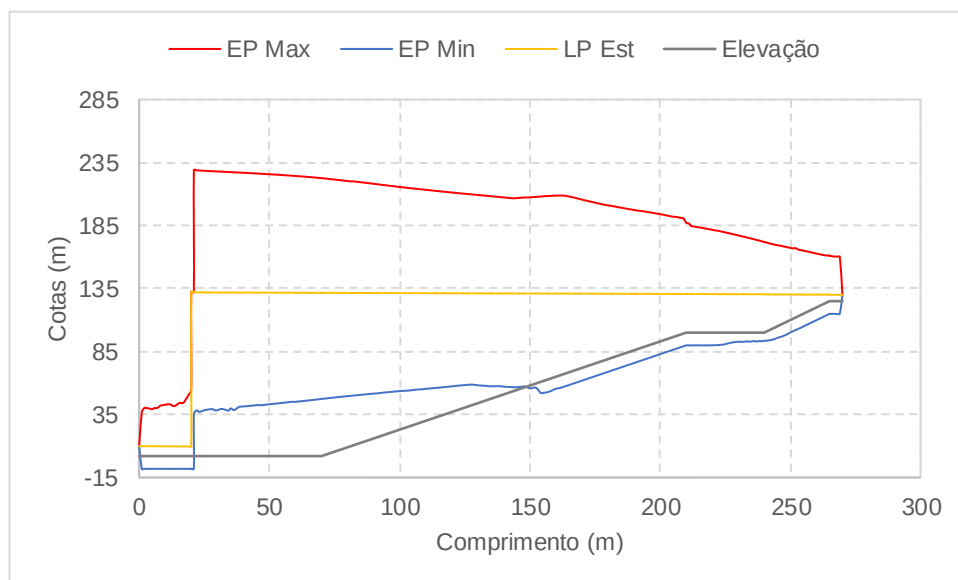


Figura 4.16 - Envoltórias de pressão sob ação da válvula Resilience.

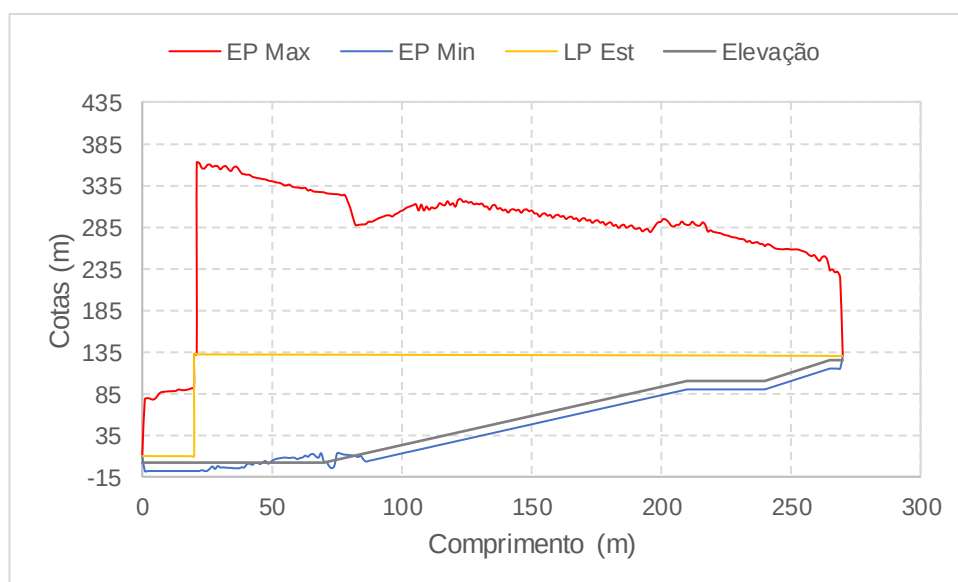


Figura 4.17 - Envoltórias de pressão sob ação da válvula Moving Ball.

Por observação das figuras conclui-se que: a integridade estrutural da instalação com a Nozzle Strong está assegurada, não se registrando qualquer depressão ao longo da estação. Com a introdução da válvula Dual-Disc ou Silente o sistema experimenta depressões ligeiras na conduta 1 (aspiração), na conduta 6 e na totalidade da conduta 7. No entanto, não existe tendência à ocorrência do fenómeno de cavitação uma vez que o valor máximo de depressão registado é cerca de 1 metro. O quadro global da estação elevatória muda quando se introduz a válvula Split ou Resilience – o leque das envoltórias expande e a depressão é sentida em grande parte das condutas. Os valores da depressão chegam a rondar os 10 metros encontrando-se, por isso, na iminência da tensão de vaporização.

Por fim, como se pode observar, a utilização da Moving Ball resulta numa violenta escala tanto de sobrepressão como depressão ao longo de quase todo o sistema. São atingidos valores de depressão elevados, registando-se a formação de bolsas de vapor em algumas secções das condutas 4 e 5.

Sintetizando, os resultados salientam a necessidade de se dimensionar um dispositivo que atenuar as envolventes de pressão, nomeadamente a depressão para todas as válvulas excepto a Nozzle Strong. Dado o perfil da instalação, optou-se pelo dimensionamento de um reservatório de ar comprimido. Para o propósito, seguiu-se a metodologia apresentada em 2.2.2. De seguida, aplica-se esta metodologia apresentando-se alguns cálculos intermédios cujo justificação pode ser consultada em (Lencastre, 1996).

Cálculo do parâmetro de inércia, J

Sabe-se que,

$$J = \frac{\eta I \omega^2 c}{180 \gamma S L V h_0}$$

Onde,

- $\eta = 98\%$;
- $I = 2,45 \text{ kg/m}^2$
- $\omega = 2677 \text{ rpm}$
- $c = 1055,156 \text{ m/s}$
- $\gamma = 9800$
- $S = \pi \cdot \left(\frac{0,37}{2}\right)^2 = 0,107 \text{ m}^2$
- $L = 240 \text{ m}$
- $V = 1,692 \text{ m/s}$
- $h_0 = 132 \text{ m}$

Logo vem,

$$J = \frac{0,98 \cdot 2,45 \cdot 2677^2 \cdot 1055,15}{180 \cdot 9800 \cdot 0,107 \cdot 240 \cdot 1,692 \cdot 132} \Leftrightarrow J = 1,96 \approx 2$$

Cálculo da característica da conduta, A

$$A = \frac{cV}{gh_0} = \frac{1055,156 \cdot 1,692}{9,81 \cdot 132} \Leftrightarrow A = 1,4 \approx 1,5 \text{ (regime permanente)}$$

Introduzindo os valores dos parâmetros J e A na figura abaixo vem,

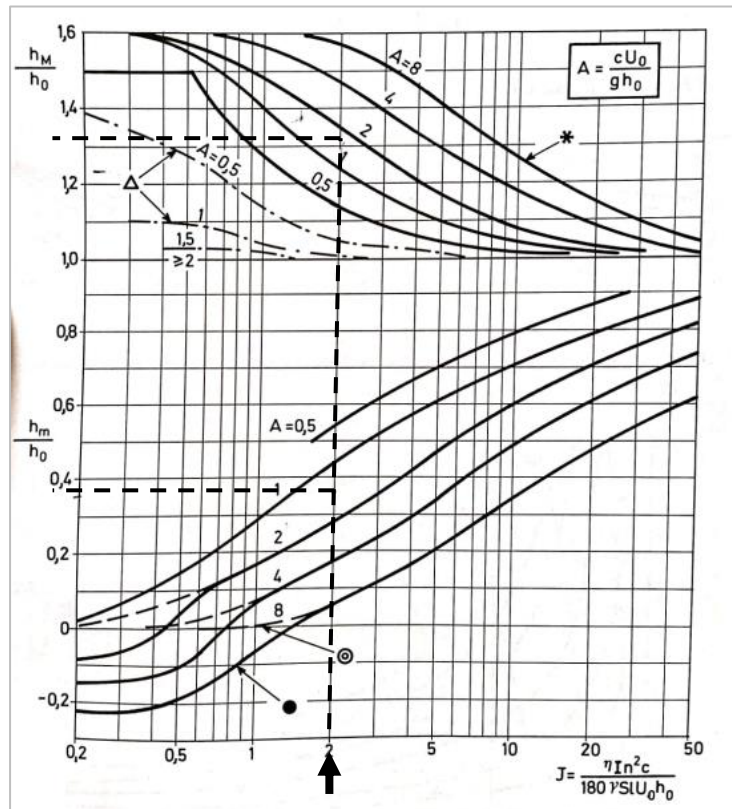


Figura 4.18 - Pressões externas junto de uma bomba após falta de corrente (Lencastre, 1996).

Retira-se das figuras as seguintes relações:

$$\frac{h_m}{h_0} = 0,35 \Leftrightarrow h_m = 46,2 \text{ m}$$

$$\frac{h_M}{h_0} = 1,30 \Leftrightarrow h_M = 171,6 \text{ m}$$

O cálculo de A real, vem então:

$$A = \frac{cV}{gh_0^*} = \frac{1055,156 \cdot 1,692}{9,81 \cdot (132 + 10,3)} \Leftrightarrow A = 1,2$$

Agora, desejando-se que $h_m^* = h_m + P_{atm.} = 50 + 10,3 = 60,3 \text{ m}$ vem, (o valor 50 resulta da aproximação dos iniciais 46,2 de modo ao resultado enquadrar-se na Figura 4.18).

$$\frac{h_m^*}{h_0^*} = \frac{60,3}{142,3} = 0,43$$

Recorrendo à figura abaixo vem,

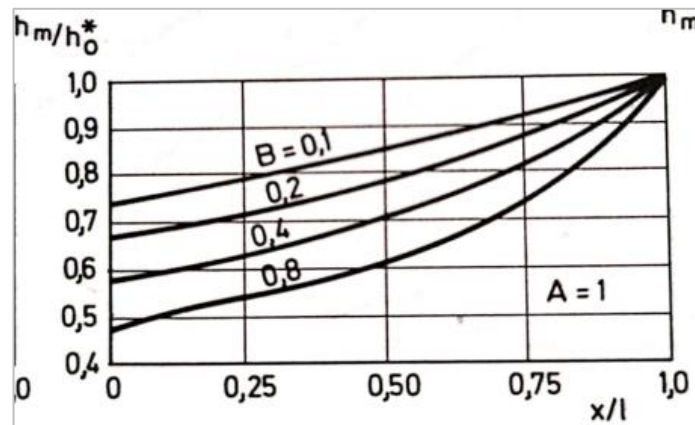


Figura 4.19 - Pressões mínimas ao longo da conduta (Lencastre, 1996).

Da Figura 4.19, retira-se o valor $B \approx 0,8$ (perfil favorável).

Como o volume da conduta é,

$$V_c = LS = 240 \cdot 0,170 = 25,68 \text{ m}^3$$

Vem,

$$V_c = \frac{V^2 V_c}{Bgh_0^*} = \frac{1,692^2 \cdot 25,68}{0,8 \cdot 9,81 \cdot 142,3} \Leftrightarrow V_c = 0,066 \text{ m}^3$$

No que respeita à pressão máxima:

$$\frac{h_M^*}{h_0^*} = \frac{171,6 + 10,3}{142,3} \approx 1,20$$

Recorrendo à figura abaixo,

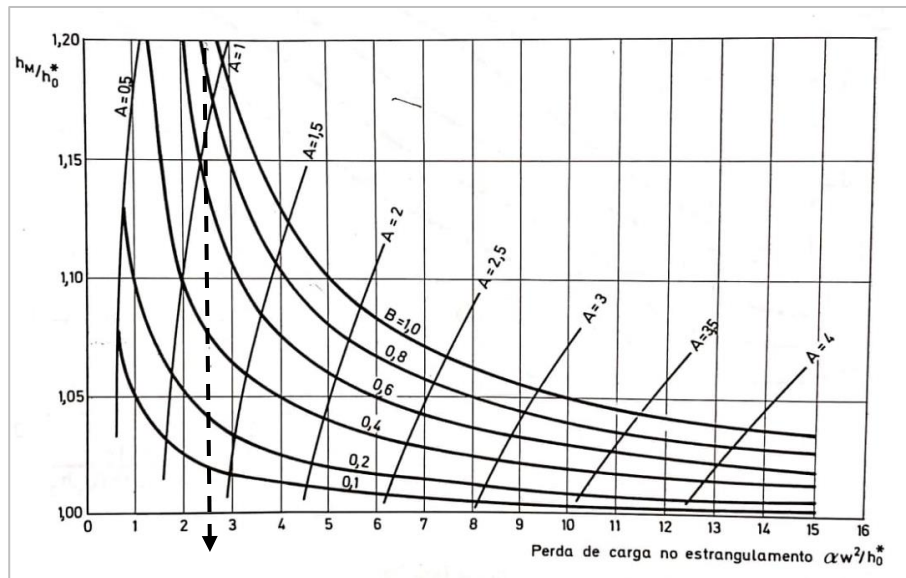


Figura 4.20 - Valor ótimo da perda de carga no orifício do clapet (Lencastre, 1996).

Retira-se

$$C = \frac{\alpha V^2}{h_0^*} = 2,5$$

$$\Leftrightarrow \alpha V^2 = 2,5 \cdot h_0^* = 2,5 \cdot 142,3 \Leftrightarrow \alpha V^2 = 355,75$$

Sendo que,

$$\alpha = \frac{k}{2g}$$

Vem,

$$\frac{kV^2}{2g} = 355,75$$

Fazendo $k = 1/\mu^2$, onde μ toma o valor de 0,6, vem,

$$k = \frac{1}{0,6^2} \approx 3$$

Subsequentemente,

$$V^2 = \frac{355,75 \cdot 2 \cdot 9,81}{3} \Leftrightarrow V = 48,2 \text{ m/s}$$

O que resulta numa secção, A,

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{0,185}{48,2} \Leftrightarrow A = 0,014 \text{ m}^2$$

Assim, à pressão mínima, h_m^* , o ar ocupa o volume máximo de,

$$V = V_0 \left(\frac{h_0^*}{h_m^*} \right)^{1/1,3} = 0,066 \cdot \left(\frac{142,3}{60,3} \right)^{1/1,3} \Leftrightarrow V = 0,127 \text{ m}^3$$

Por segurança vem,

$$V = 1,2 \cdot 0,127 = 0,153 \text{ m}^3$$

Concluído o dimensionamento do RAC, a respetiva entrada de dados no programa pode resumir-se na tabela seguinte:

Tabela 4.10 - Entrada de dados para o RAC.

Constante politrópica	1,3
Volume de gás inicial (m ³)	0,153
Área de entrada (m ²)	0,014
Coeficiente de perda de carga à entrada	2,5
Coeficiente de perda de carga à saída	1

A Figura 4.21, representa o novo esquema da instalação com a introdução do reservatório de ar comprimido. O reservatório foi instalado na conduta 3 a dois metros da válvula de seccionamento.

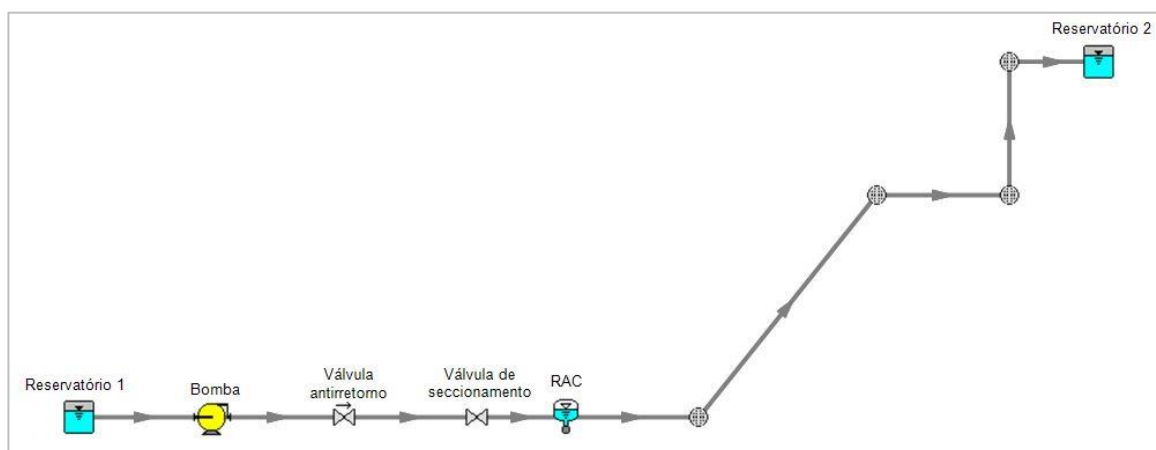


Figura 4.21 - Esquema da instalação com a introdução do RAC.

De forma a comparar os resultados das envolventes, a introdução do regime transitório mantém-se com a paragem da bomba no instante $t = 3 \text{ s}$.

As Figuras 4.22 a 4.26 representam as envolventes de pressão com RAC e sem RAC para as respetivas válvulas de retenção.

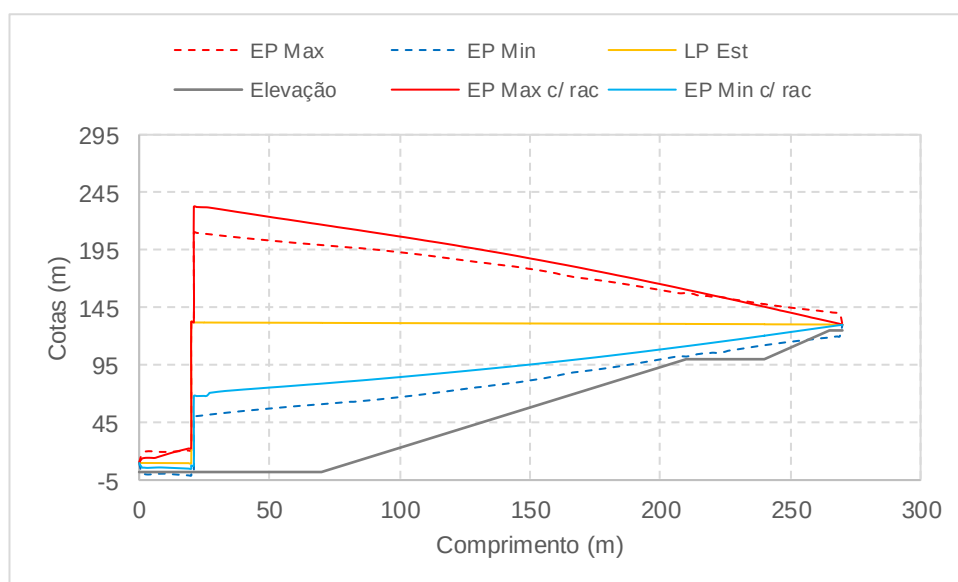


Figura 4.22 - Envolventes de pressão sob ação da válvula Dual-Disc.

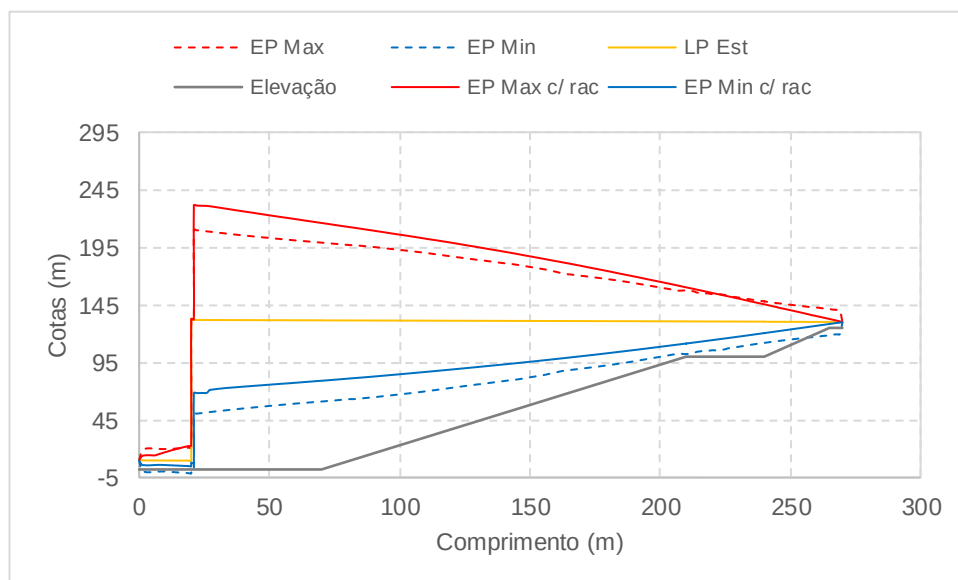


Figura 4.23 - Envolventes de pressão sob ação da válvula Silente.

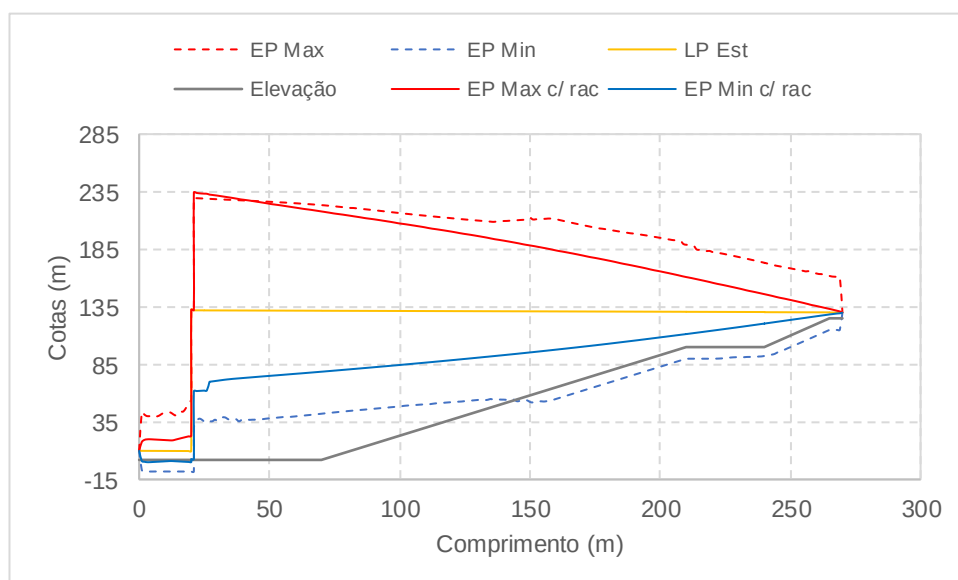


Figura 4.24 - Envolventes de pressão sob ação da válvula Split.

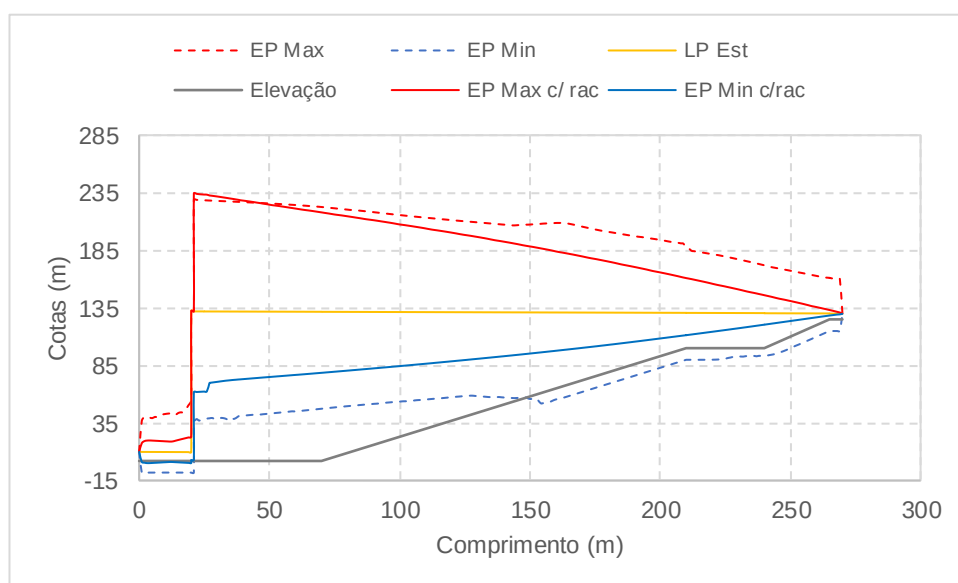


Figura 4.25 - Envolventes de pressão sob ação da válvula Resilience.

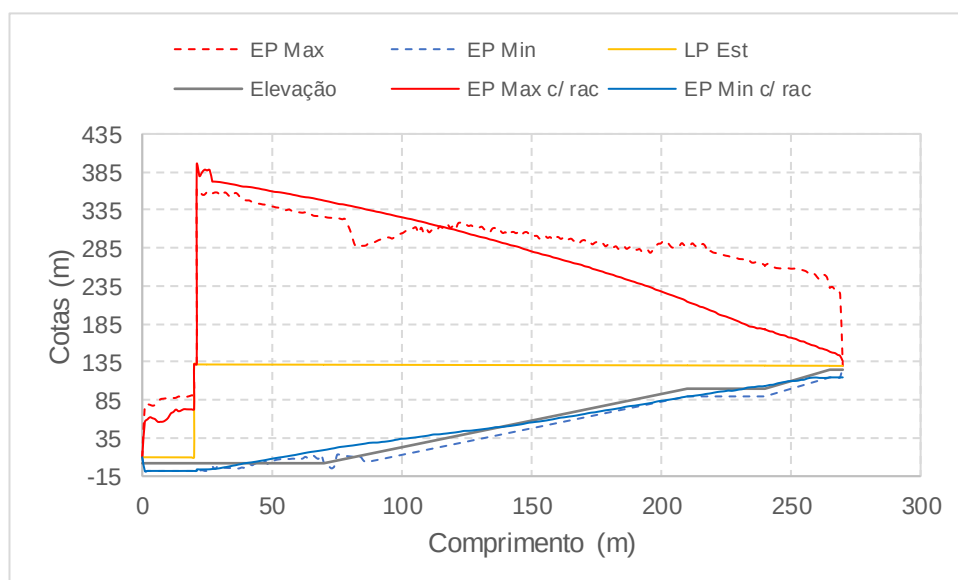


Figura 4.26 - Envolventes de pressão sob ação da válvula Moving Ball.

Atentando às envolventes de pressão, verifica-se, com clareza, que a ação do dispositivo de proteção com as características anteriormente dimensionadas permite reduzir significativamente os valores da envolvente de pressão mínima para todas as válvulas em toda a instalação. O objetivo de proteger o recalque contra a depressão é conseguido sob ação de todas as válvulas, exceto para a Moving Ball que se mostra, mais uma vez, a opção menos sensata. No entanto, os valores de depressão registados (com a Moving Ball) excluem eventuais episódios de cavitação, o que quer dizer que a mesma incorpora o emparceiramento da seleção se fatores não científicos forem tidos em conta. Na aspiração, apenas as instalações equipadas com válvulas Silente e Dual-Disc escapam da depressão. Nas restantes, os valores apesar de não serem críticos constituem uma situação a evitar em qualquer estação elevatória.

Curiosamente, apesar das envolventes demonstrarem perfis mais suaves, os valores máximos de sobrepressão são ligeiramente superiores no início da compressão quando comparados com os mesmos no cenário da instalação sem RAC. À primeira vista, a introdução do RAC parece ter um efeito contrário ao pretendido, porém, uma razão plausível para o sucedido pode ser encontrada na Figura 4.27. A Figura representa a curva da pressão à saída da válvula de retenção no sistema com RAC e sem RAC (para a Silente).

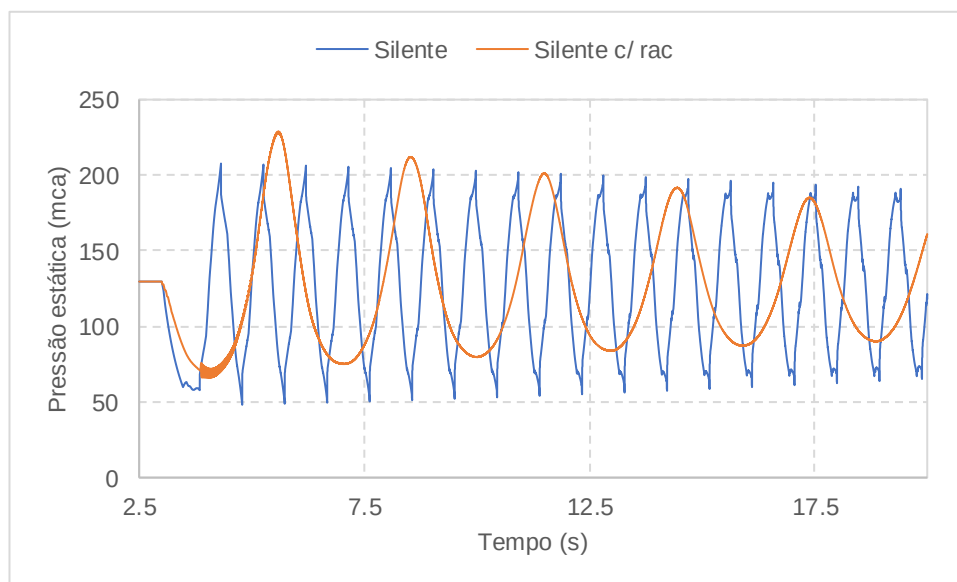


Figura 4.27 - Pressão à saída da válvula de retenção com e sem RAC.

A curva representada a azul mostra a combinação de pelo menos duas ondas quadradas (onda gerada pela bomba e a onda gerada pela válvula de retenção) que se encontram sobrepostas com a mesma frequência, mas desfasadas, isto é, ambas percorrem a trajetória no tempo $2L/c$ mas com fases diferentes resultando a sua sobreposição em picos visíveis nas cristas e nas cavas. Por outro lado, a introdução do hidropneumático na instalação traz consigo uma nova frequência correspondente à oscilação da água no seu interior. Esta oscilação ao ser colocada no sistema gera um número de ondas proporcional ao número de troços que a ele estejam ligados. Naturalmente, a frequência associada a cada onda dependerá do comprimento do troço. A curva laranja permite assim não só perceber que a energia associada à frequência do hidropneumático é bem maior que a associada aos golpes de ariete como na fase inicial da curva as ondas resultantes interagem de forma positiva (em fase) resultando numa pressão maior. Em todo o caso, esta situação não simboliza qualquer alarmismo na integridade estrutural da estação, não havendo por isso necessidade de estudo adicional.

Para finalizar a análise do sistema com a introdução do RAC, e de modo a salientar a coerência dos resultados obtidos, apresentam-se duas Figuras, 4.28 e 4.29, relativas ao comportamento do hidropneumático para uma válvula. Escolheu-se, novamente, a Silence a título de exemplo.

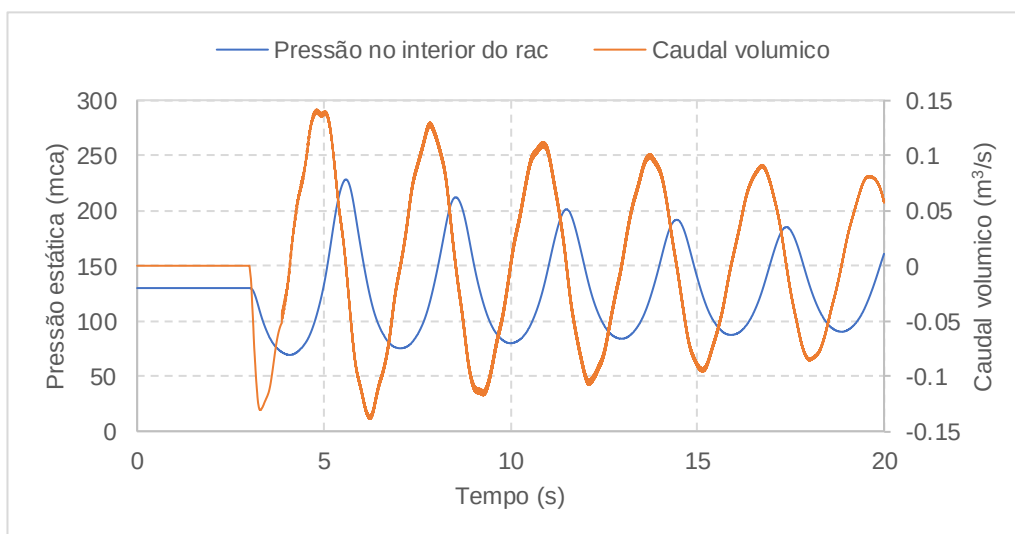


Figura 4.28 – Pressão e o caudal volumico de ar no interior do reservatório hidropneumático.

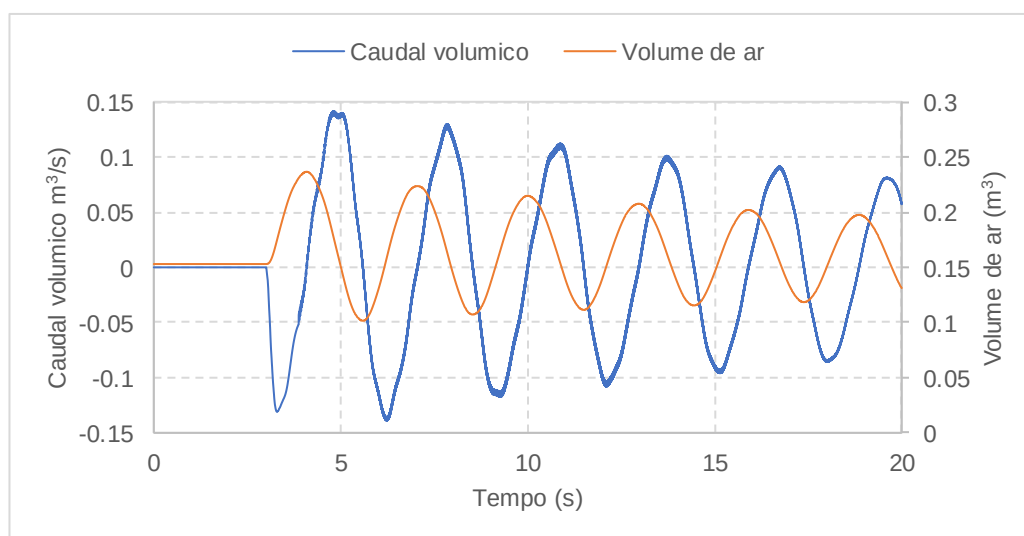


Figura 4.29 - Caudal volúmico e volume de ar no interior do reservatório hidropneumático.

Da Figura 4.28, verifica-se que os resultados apresentam coerência.

Apesar da curva respeitante à pressão do gás representar um resultado integral e o caudal volumétrico representar um resultado diferencial, os valores extremos da pressão ocorrem, aproximadamente, quando o respetivo caudal se anula sublinhando o corolário lógico de que os valores extremos de pressão ocorrem quando a superfície livre no reservatório inicia o seu movimento (ascendente ou descendente).

Por último, a Figura 4.29, realça o princípio da conservação da massa, mostrando que o volume de ar no interior do RAC atinge valores máximo e mínimos quando o caudal se anula.

Apuradas todas as conclusões referentes à introdução do RAC no sistema, importa salientar que a respetiva instalação continua a sofrer depressão na conduta de aspiração sob ação das válvulas Split e Resilience e depressão para grande parte da estação com a Moving Ball. Por forma a resolver este problema, considerou-se a introdução de um dispositivo de proteção suplementar.

O fluido contido na conduta de aspiração no início do transitório age de forma idêntica à “fila de carros” descrita na secção 1.1 deste trabalho. A paragem da bomba inesperadamente origina que toda a quantidade de água contida na conduta de aspiração seja comprimida gerando inicialmente uma sobrepressão que, após a respetiva reflexão converte-se numa depressão. Isto quer dizer que se se conseguir diminuir o valor da sobrepressão, o valor associado à depressão seguirá a mesma tendência. Analisados todos estes fatores, a inclusão da válvula de alívio no projeto aparenta ser a melhor opção.

A Figura 4.30 abaixo, mostra a configuração atualizada da estação com a introdução do novo dispositivo.

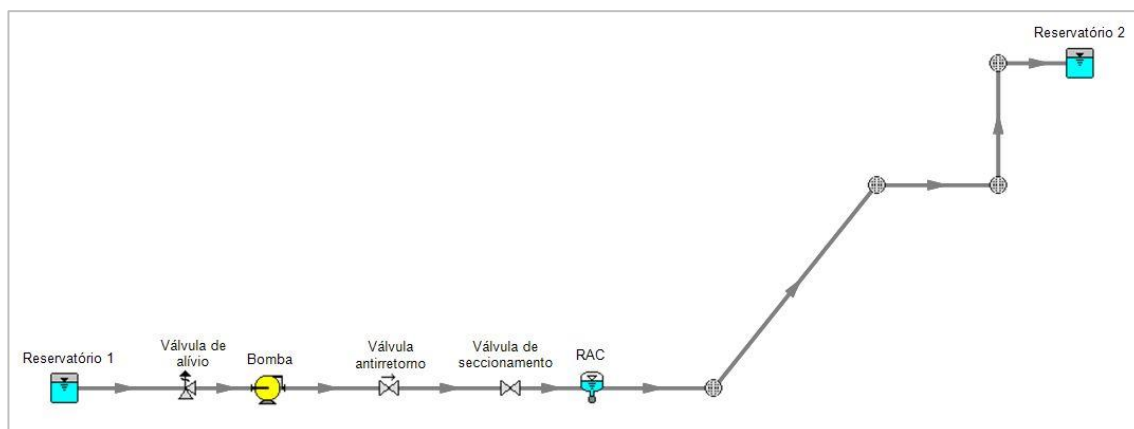


Figura 4.30 - Esquema da instalação com a introdução da válvula de alívio.

A válvula de alívio foi colocada na conduta 1 a cinco metros da bomba. Analisados os valores das envolventes de pressão na aspiração para as válvulas em questão, definiu-se os seguintes valores para os dados de entrada:

- Pressão à saída: Atmosférica (fixo)
- Pressão de abertura: 10 mca;
- Pressão de fecho: 8 mca;

Após as simulações, os resultados das envolventes apresentam-se nas figuras abaixo.

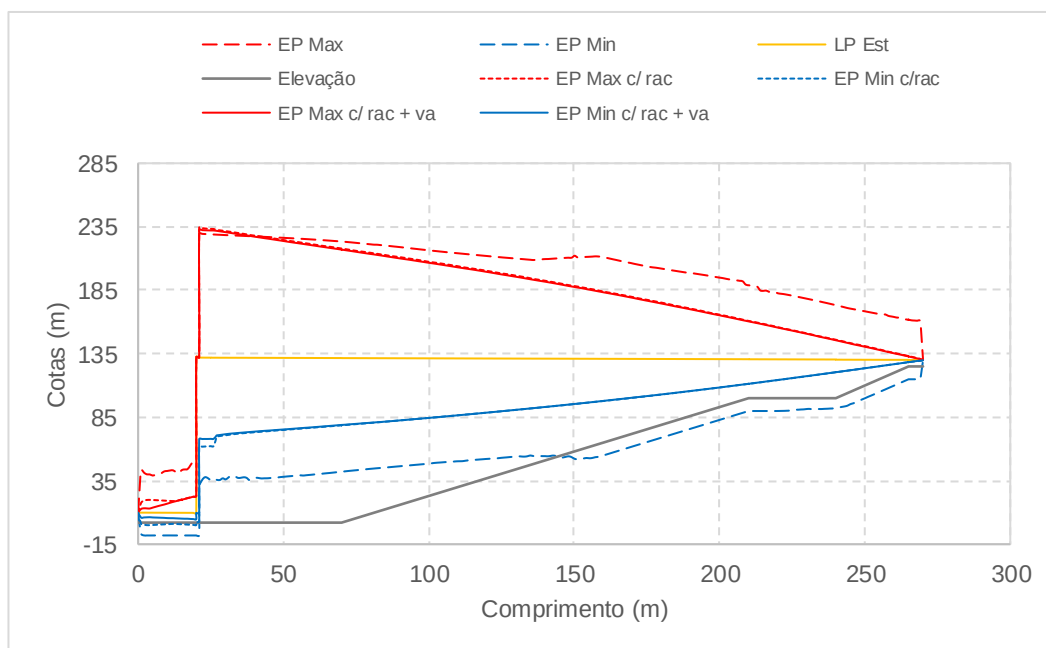


Figura 4.31 - Envolventes de pressão sob ação da válvula Split.

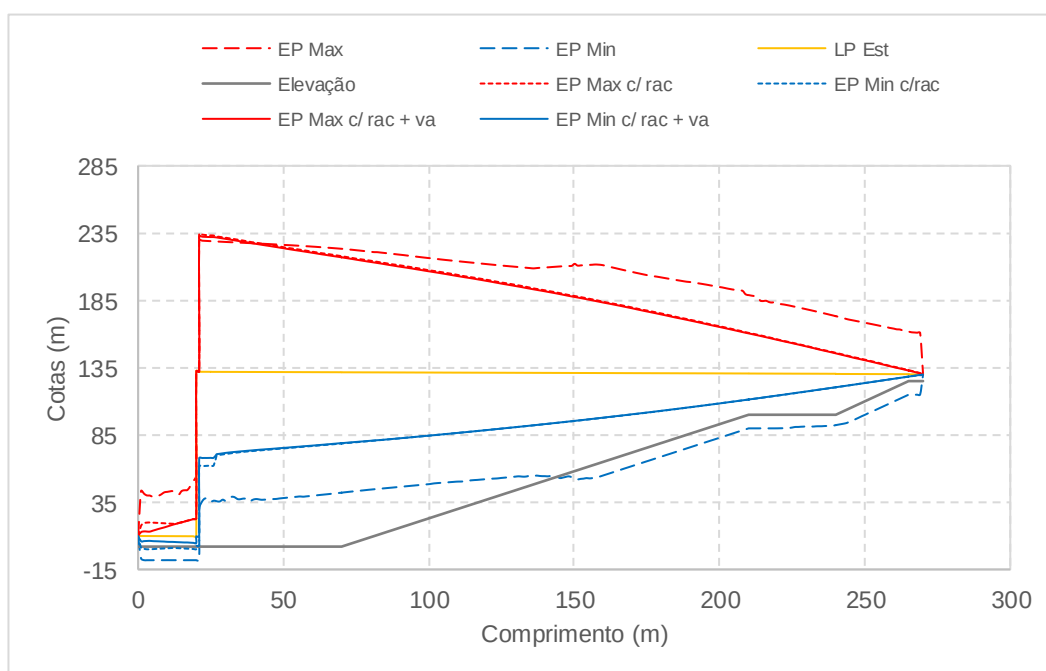


Figura 4.32 - Envolventes de pressão sob ação da válvula Resilience.

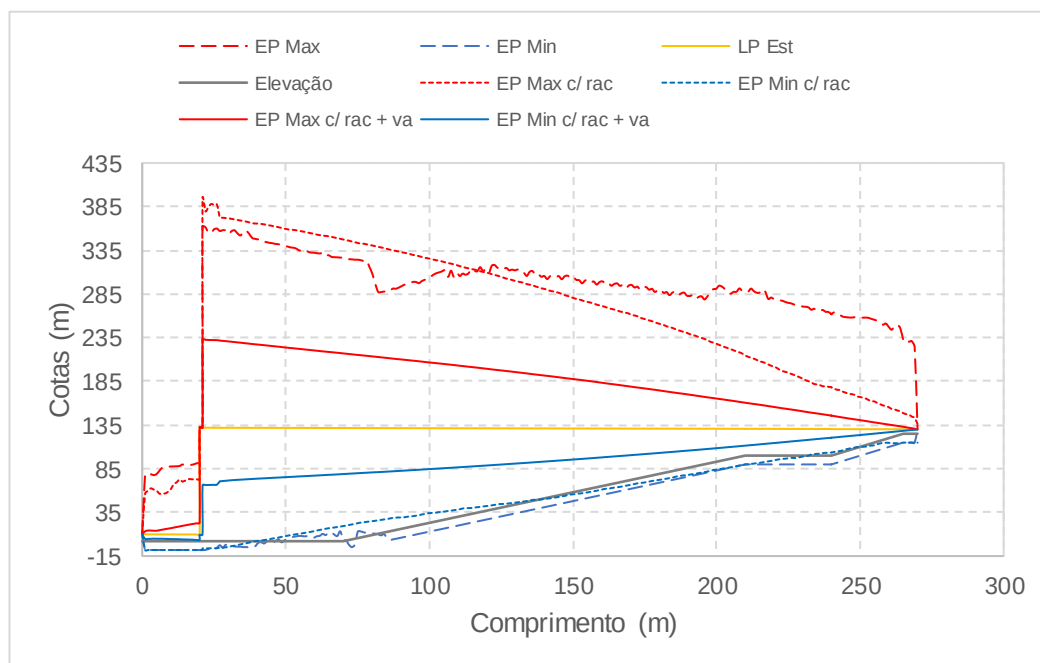


Figura 4.33 - Envoltórias de pressão sob ação da válvula Moving Ball.

As Figuras 4.31, 4.32 e 4.33 mostram, claramente, a eficiência da aplicação da válvula de alívio para todas as válvulas de retenção. Verifica-se que a redução das envoltórias na aspiração são suficientes para evitar a depressão em todos os casos. Atentando nos resultados respeitantes à Moving Ball, é possível perceber que a utilização da válvula de alívio resolve não só a depressão presente na aspiração como a existente na compressão. Assim, mostra-se de importância capital abordar os resultados que estão por detrás do sucesso da proteção. Apresenta-se, para o efeito, o caudal volúmico extraído na válvula e a velocidade do escoamento a seguir à bomba.

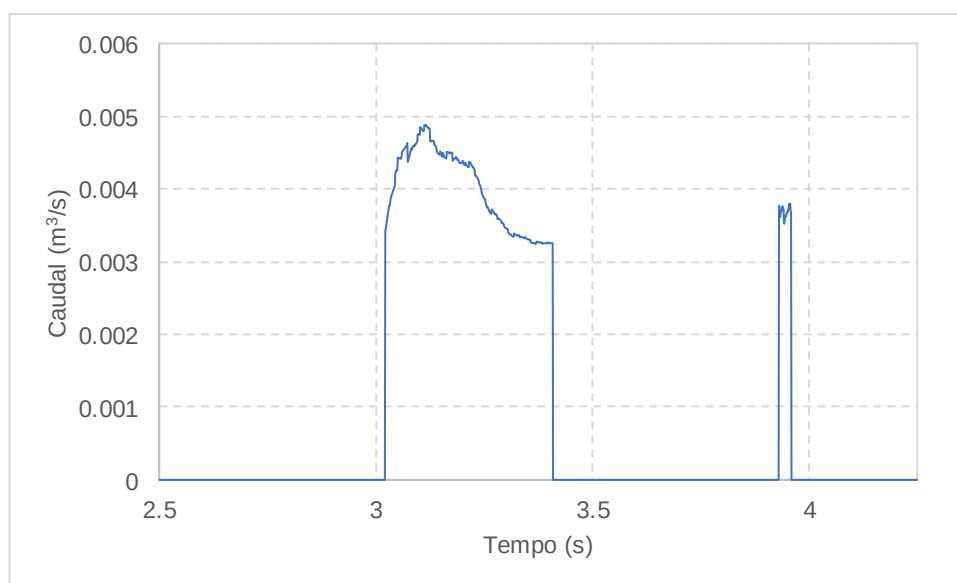


Figura 4.34 - Caudal extraído na válvula de alívio.

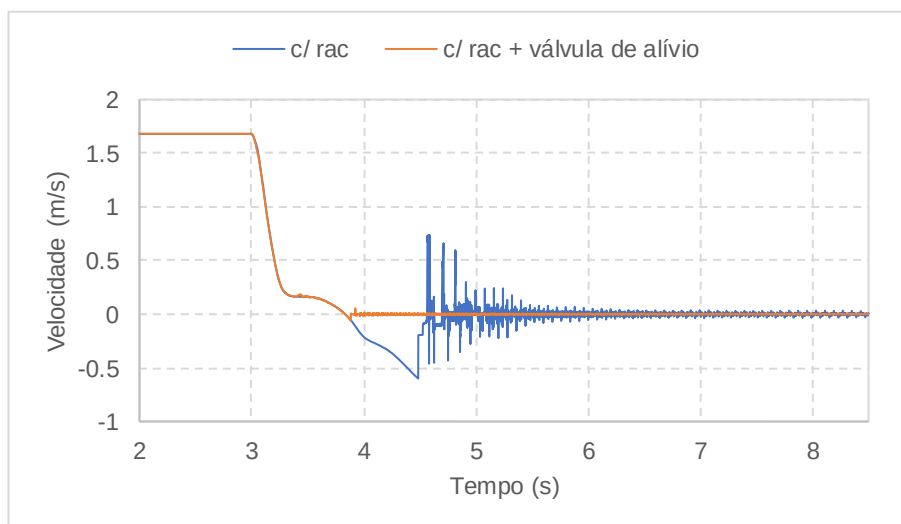


Figura 4.35 - Velocidade do escoamento a jusante da bomba.

A análise conjunta das Figuras 4.34 e 4.35, sugere que a purgação da água através da válvula de alívio origina que a onda de pressão gerada pela paragem da bomba escape do sistema diminuindo a velocidade do respetivo escoamento e consequentemente a sobrepressão/depressão.

Recapitulando o enredo deste subcapítulo, conclui-se que a estação se encontra devidamente preparada independentemente da válvula de retenção a aplicar. No entanto, para ensaiar os cenários seguintes, escolheu-se a instalação equipada com a Moving Ball uma vez que se mostra a válvula com maior interação e dependência dos dispositivos de proteção complementares.

4.3 Saída de serviço

A saída de serviço como foi referido na introdução deste capítulo constitui uma situação comum em estações elevatórias, sendo realizada múltiplas vezes nomeadamente para efeitos energéticos ou até mesmo para intervenções de manutenção. Desta forma, o regime transitório introduzido pelo mesmo não deverá colocar em causa a integridade da estação. Por essa razão, adotou-se uma lei de fecho para a válvula de seccionamento que pode ser consultada em (Val-Matic Valve & Mfg. Corp., 2018) e combinou-se a mesma com a interrupção da alimentação da bomba. Visto que a paragem da bomba é efetuada cortando a energia ao motor elétrico, a grande responsabilidade para o sucesso deste cenário encontra-se no tempo de fecho da válvula que deve ser ajustado de modo que, para o presente estudo, se verifique que a válvula de retenção não fecha, indicando que o escoamento não inverte, e que a válvula de alívio não abre, indicando que a sobrepressão na aspiração não é relevante.

Após algumas simulações, ajustando o tempo de fecho da válvula e o corte elétrico, concluiu-se que o fecho da válvula de seccionamento e a paragem da bomba se deve efetuar da seguinte forma: a válvula inicia o seu curso no instante $t = 0\text{ s}$, mantendo-se a bomba em funcionamento. Após 9 segundos a válvula termina o seu curso e a bomba é desligada no mesmo instante, ou seja, a alimentação da bomba é interrompida no mesmo instante que a válvula acaba o seu percurso. Na Figura 4.36, encontra-se representado a lei de fecho adotada para a válvula de seccionamento.

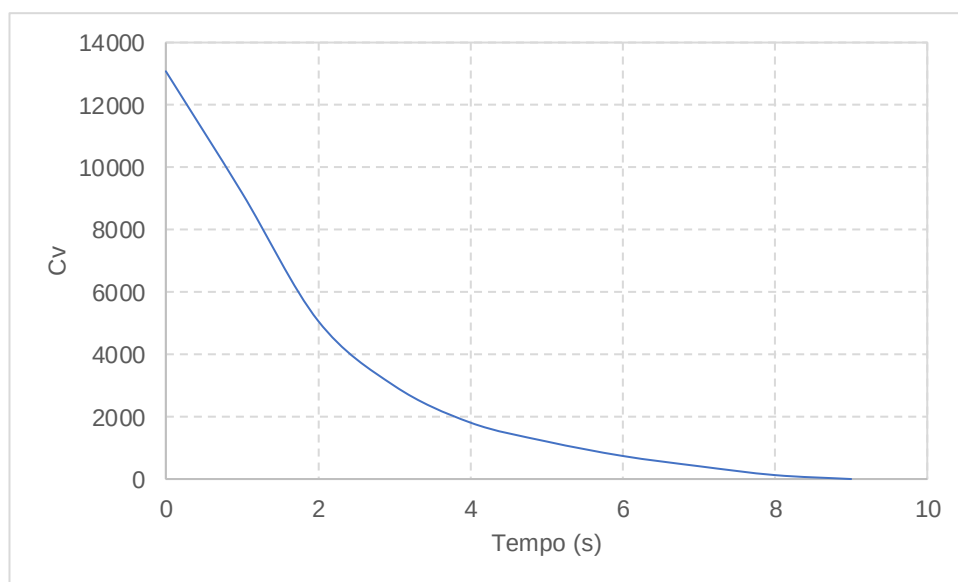


Figura 4.36 - Lei de fecho da válvula de seccionamento.

As Figuras 4.37 e 4.38 dizem respeito aos coeficientes de caudal da válvula de alívio e retenção durante toda a simulação.

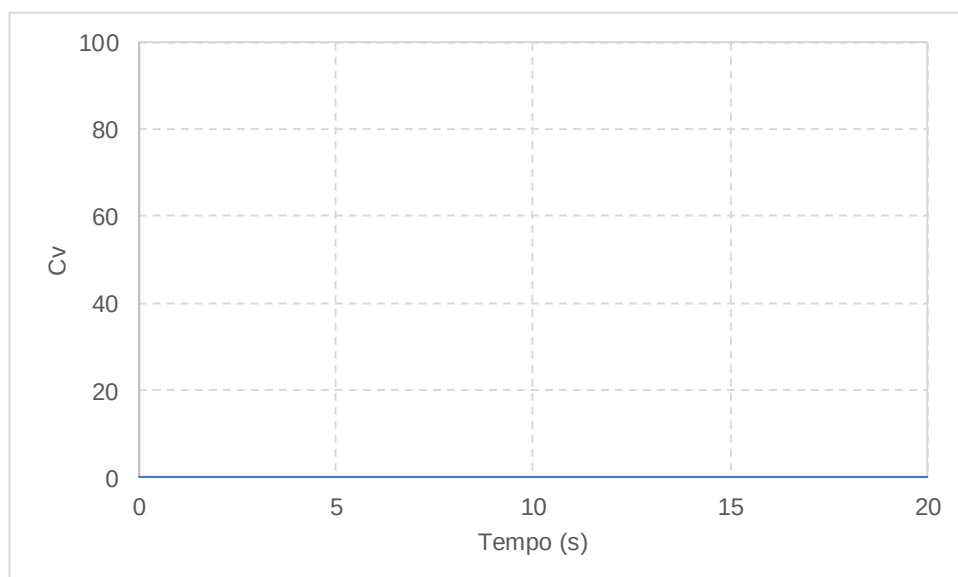


Figura 4.37 - Coeficiente de caudal da válvula de alívio.

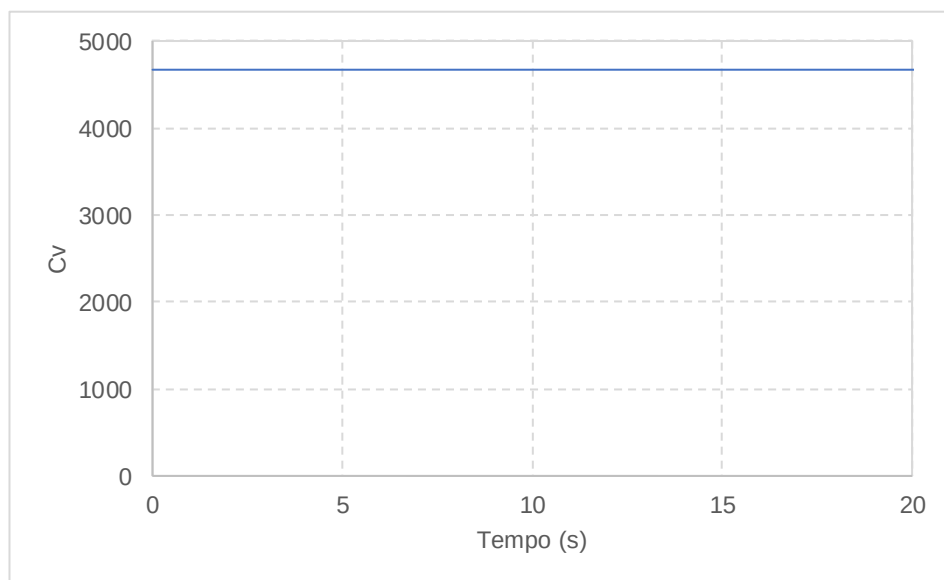


Figura 4.38 - Coeficiente de caudal da válvula de retenção.

As Figuras 4.37 e 4.38 permitem constatar que os critérios sugeridos foram cumpridos, isto é, que a válvula de retenção não fechou e que a de alívio não abriu.

Não obstante o cumprimento destes critérios interessa conhecer o efeito do regime transitório em toda a instalação. Para tal, determinou-se: evolução da pressão à saída da válvula de seccionamento, evolução da velocidade do escoamento à saída da bomba e as envolventes de pressão ao longo da instalação.

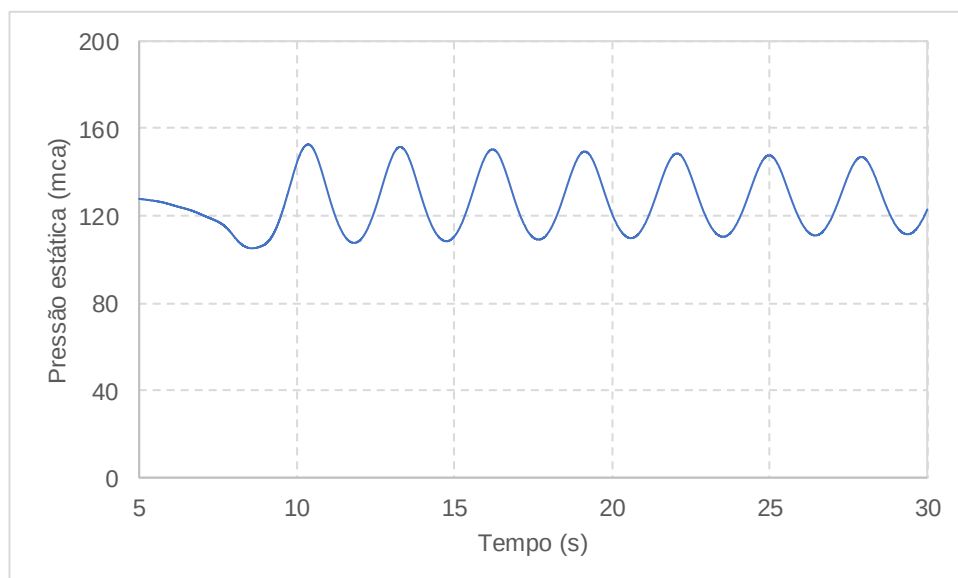


Figura 4.39 - Pressão à saída da válvula de seccionamento.

A Figura 4.39 realça o esperado. Constata-se que a amplitude da onda de pressão gerada pelo fecho da válvula de seccionamento é baixa salientando que a introdução do regime transitório através da saída de serviço não aparenta acarretar consequências preocupantes. De seguida, mostra-se a velocidade do escoamento à saída da bomba (Figura 4.40).

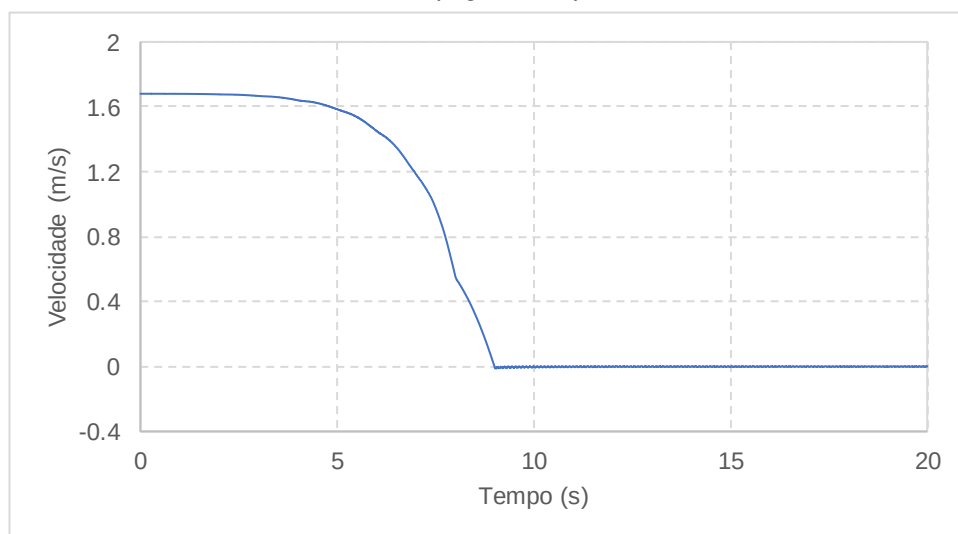


Figura 4.40 - Velocidade do escoamento à saída da bomba.

O resultado da velocidade à saída da bomba também está dentro do expectável, uma vez que o início do fecho da válvula de seccionamento conduz a uma perda de carga na instalação que será maior à medida que a válvula fecha. Esse aumento na perda de carga faz deslocar a curva da instalação fazendo com que o ponto de funcionamento tenda para caudal zero.

Por fim, e mais importante, apresenta-se as envolventes para o presente cenário.

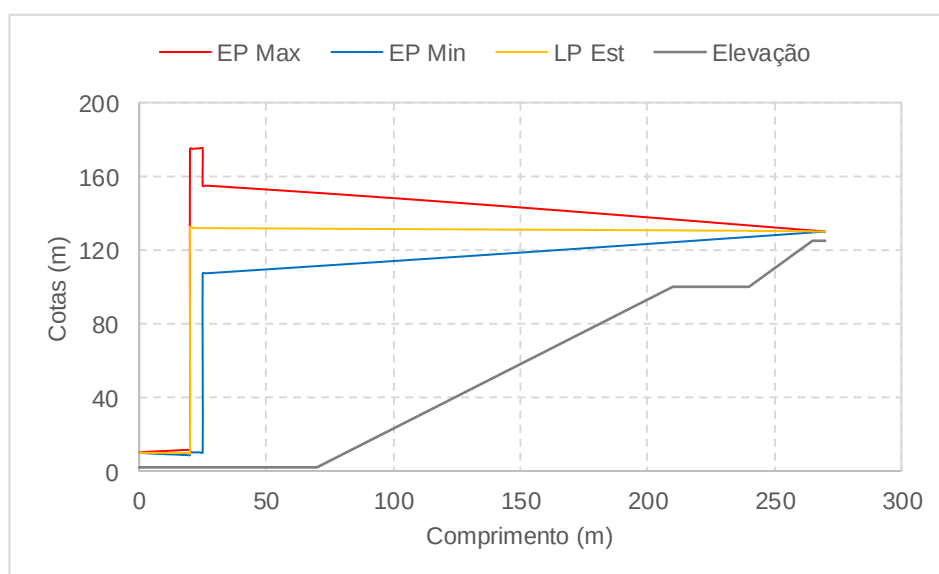


Figura 4.41 - Envolventes de pressão para o presente cenário.

Verifica-se que os valores das envolventes na aspiração são muito semelhantes à linha piezométrica em regime permanente indicando que o transitório é muito pouco sentido na conduta 1. As envolventes na compressão apresentam valores favoráveis ao veredito esperado.

Conclui-se, deste modo, que o procedimento implantado para a saída de serviço conduz a sobrepensões e depressões que não afetam a integridade estrutural nem provocam rotura da veia líquida. O cenário enfatiza ainda a eficácia dos dispositivos de proteção implantados.

4.4 Arranque da bomba

O cenário de “Arranque da bomba” ou “Entrada em serviço” resulta da combinação do acionamento da bomba e a abertura da válvula de seccionamento.

Apesar deste fenómeno ser recorrente em qualquer instalação hidráulica, a bibliografia disponível referente a este assunto mostra-se escassa. Em (Lencastre, 1996) e (Sharp & Sharp, 1996) são sugeridas algumas estratégias para o respetivo arranque, no entanto, a metodologia proposta levanta, do ponto de vista prático, algumas dúvidas quanto à sua eficácia uma vez que se revela complicado transpor tais procedimentos para as simulações numéricas.

Posto isso, é importante, no entanto, ter em consideração que durante o período de arranque, o binário motor deve ser tal de modo a vencer os atritos nas chumaceiras, a inércia da bomba e impulsar o fluido. Para isso, o motor de acionamento deve para além de satisfazer as condições de funcionamento nominal (em regime permanente), conseguir também satisfazer as condições de arranque. Torna-se, assim, necessário conhecer a curva da variação do binário com a percentagem da velocidade de sincronismo do motor para simular o arranque da bomba.

Através do configurador disponibilizado em (Siemens, 2022), foi possível obter tal curva.

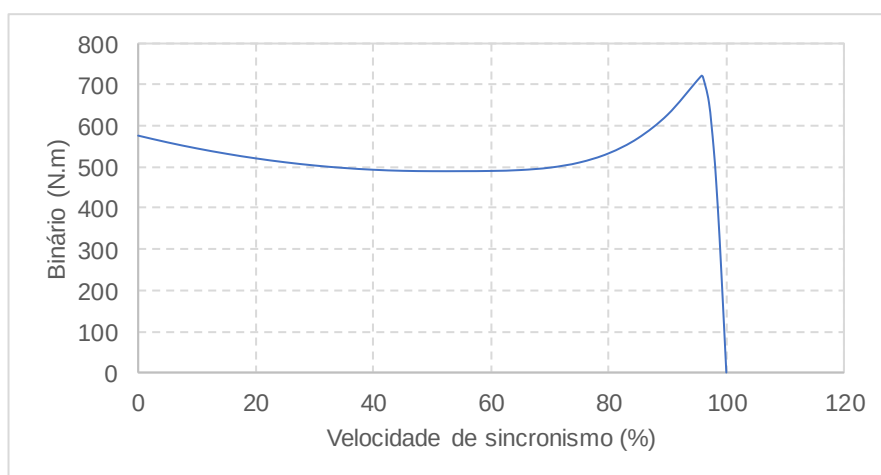


Figura 4.42 - Variação do binário com velocidade do sincronismo do motor utilizado no acionamento da bomba.

Na mesma linha de pensamento com o cenário anterior, foi possível, após várias combinações eleger um procedimento de entrada em serviço funcional para a presente instalação. Este executa-se da seguinte forma: no instante $t = 2\text{ s}$ o motor é acionado mantendo-se a respetiva válvula de seccionamento fechada. No instante $t \approx 2,3\text{ s}$, a bomba atinge a sua velocidade de funcionamento e procede-se à abertura da válvula. Para a abertura da válvula adotou-se a mesma lei utilizada na “Saída de serviço”, mas desta vez com uma duração de 2,5 s. A respetiva curva encontra-se representada na figura abaixo.

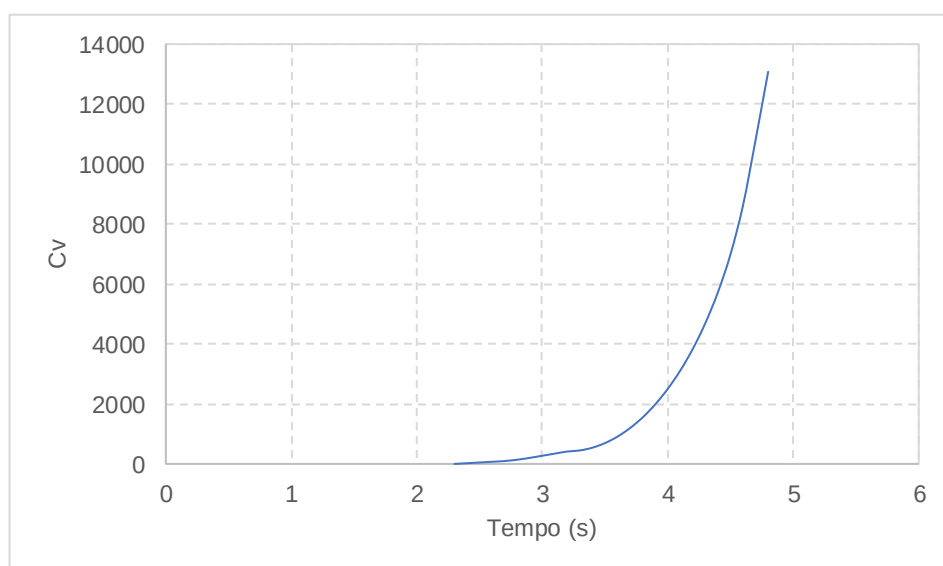


Figura 4.43 - Lei de abertura da válvula de seccionamento.

Para a análise dos resultados, apresentam-se três figuras considerados relevantes: velocidade da rotação da bomba no arranque, caudal à saída da bomba e, naturalmente, as envolventes de pressão ao longo de toda a instalação.

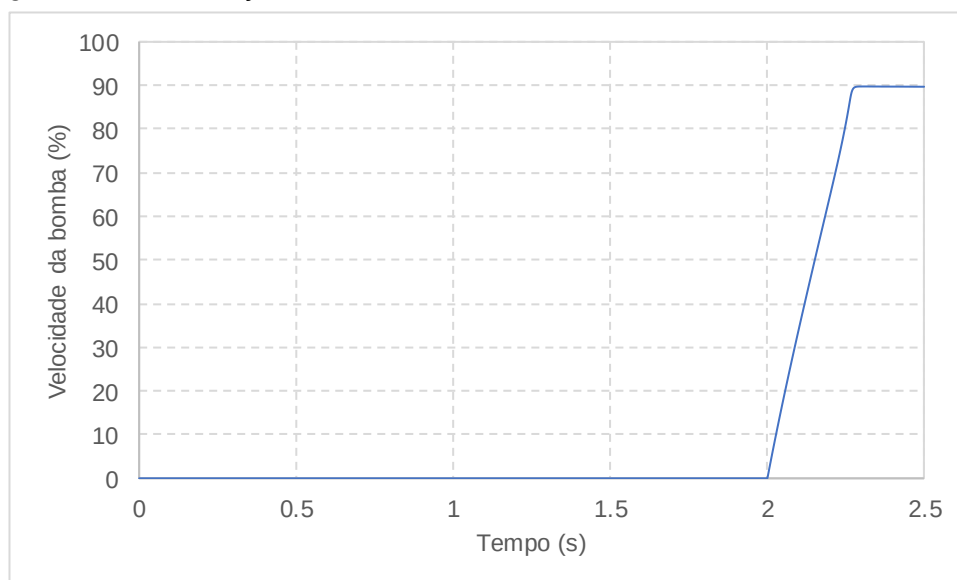


Figura 4.44 - Velocidade da rotação da bomba no arranque.

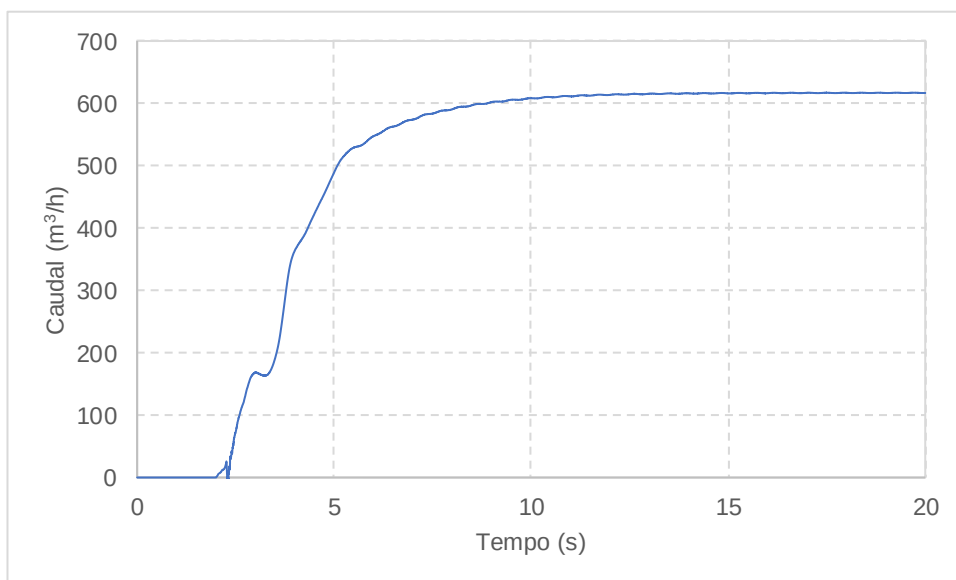


Figura 4.45 - Caudal à saída da bomba.

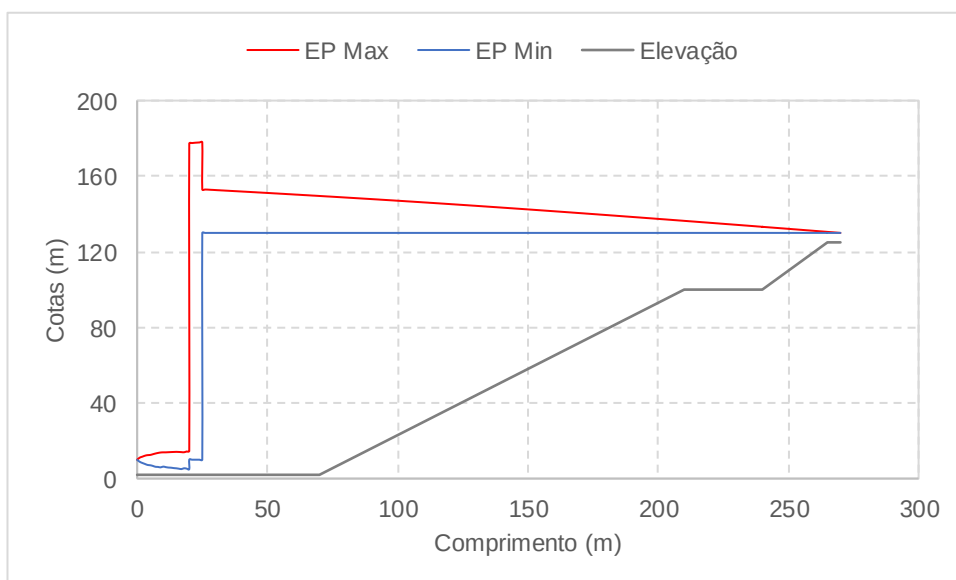


Figura 4.46 - Envoltórias de pressão no arranque da bomba.

Da Figura 4.44 verifica-se que a bomba atinge a velocidade de funcionamento rapidamente, sem nenhum problema aparente, apresentando uma curva linear normal de aceleração. O caudal representado na Figura 4.45 exibe igualmente uma evolução satisfatória, notando-se uma ligeira quebra no seu aumento, consequência da abertura da válvula que por não ser instantânea resulta na interação entre as duas colunas de água.

Por fim, as envoltórias de pressão identificadas na Figura 4.46, confirmam que os dispositivos de proteção e o procedimento adotado para o 'arranque' garantem a integridade estrutural global da instalação.

CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

5.1 Conclusões

Tal como referido no início deste trabalho, o principal objetivo da presente dissertação foi o projeto de dispositivos de proteção de choque hidráulico numa estação elevatória.

Começou-se por abordar os fenómenos transitórios que motivam a aplicação dos dispositivos de proteção e a importância que os mesmos representam no mundo das instalações hidráulicas, bem como as metodologias e critérios utilizados para o seu respetivo dimensionamento.

Seguidamente, dimensionou-se uma instalação hidráulica em regime permanente e escolheu-se o grupo eletrobomba. Para o seu completo dimensionamento, efetuaram-se simulações numéricas exaustivas, tendo sido estudados três cenários em regime transitório: falha de energia, saída de serviço e entrada em serviço.

Os primeiros resultados referentes ao regime transitório introduzido pela falha de energia (ainda na ausência dos dispositivos de proteção), permitiram constatar que a bomba funciona em regime de dissipação por alguns instantes, estabilizando, posteriormente, em regime de turbinagem. Esta situação levou à aplicação de uma válvula de retenção de forma a evitar que o escoamento inverta. Para o efeito, selecionou-se e testou-se seis válvulas com curvas dinâmicas diferentes. Mantidas as especificações para a introdução do regime transitório, verificou-se que todas elas protegem o funcionamento da bomba evitando a sua operação no segundo e terceiro quadrante. No entanto, apenas uma não condicionou a integridade estrutural da estação. Para as restantes, os resultados mostraram que a sua aplicação resulta por outro lado, numa escalada das envolventes de pressão (produzidas pelo seu fecho) que conduzem a depressões apreciáveis tanto na aspiração como na compressão. Desta forma, decidiu-se introduzir um RAC por forma a atenuar as envolventes.

A aplicação do reservatório de ar comprimido permitiu limitar as depressões na aspiração e compressão para duas válvulas. Das restantes três, duas mostraram resultados positivos na compressão, mas não conseguiram evitar a depressão, novamente, na aspiração. Por fim, a aplicação do RAC na instalação sob ação da válvula Moving Ball resultou numa acentuada redução das envolventes, mas não suficiente para proteger o sistema da depressão.

Face a este panorama, e depois de se ter analisado os valores das envolventes de pressão, decidiu-se aplicar uma válvula de alívio na aspiração de modo a reduzir a sobrepressão gerada a montante da bomba. Com a aplicação da válvula de alívio a estação não experimentou quaisquer depressões sob acção de qualquer válvula. Assim, o primeiro cenário permitiu concluir os principais pontos fundamentais:

1. A escolha das válvulas de retenção não se reduz apenas ao seu comportamento dinâmico, mas sim a um conjunto de fatores como a sua interação com a instalação, o custo e a geometria da estação. No entanto, é importante realçar que as curvas dinâmicas oferecem ao engenheiro ferramentas necessárias para prever o comportamento do escoamento numa fase inicial facilitando uma eventual pré-seleção.
2. Os resultados obtidos com o RAC demonstraram que, por um lado a metodologia levada a cabo é viável para o presente estudo, no entanto, a mesma levanta algumas dúvidas no sentido crítico pessoal uma vez que bibliografia referente a este assunto tende a ignorar parâmetros como o volume inicial de líquido.
3. A introdução da válvula de alívio permitiu concluir que a sobrepressão gerada a montante da bomba fruto da falha de energia tem uma enorme influência não só nos valores das envolventes de pressão mínima na aspiração como na compressão.

No segundo cenário, estudou-se a conjugação do corte de energia à bomba com o fecho da válvula de seccionamento através de uma lei. A análise do tempo de fecho da válvula permitiu concluir que para se evitar o fecho da válvula de retenção e a abertura da válvula de alívio, a válvula de seccionamento não deve ter um tempo de fecho inferior a 9 segundos para a lei adotada.

No arranque da bomba, estudou-se o acionamento da bomba com a abertura da válvula de seccionamento. Com o resultado das simulações conclui-se que a abertura da mesma deve ser iniciada no instante em que a bomba atinge a velocidade de funcionamento e que a mesma não deverá apresentar uma duração de abertura inferior a 2,5 segundos.

Globalmente, conclui-se que para o estudo de qualquer sistema hidráulico é fundamental uma abordagem através de um código numérico apropriado para o efeito.

5.2 Trabalhos futuros

Apesar da presente dissertação apresentar um carácter de projeto, as simulações numéricas não se esgotam neste trabalho. Propõe-se para trabalhos futuros a aplicação e comparação de outros dispositivos de proteção para a presente estação elevatória, tanto na parte de aspiração como na parte de compressão. Sugere-se, ainda, a simulação de instalações hidráulicas com bombas ligadas em série, de forma poder estudar a interação do seu comportamento em regime transitório.

Uma vez que a introdução do regime transitório pelo do arranque da bomba se mostra limitado, padece de algum interesse a modelação numérica de alternativas ao arranque da mesma introduzindo parâmetros como o binário e a velocidade nominal de forma a poder simular as metodologias propostas em algumas bibliografias.

BIBLIOGRAFIA

- Almeida, A. B. (1981). *O Golpe de Aríete em Conduitas Elevatórias - Síntese de Conhecimentos Atuais*. Lisboa: LNEC.
- Chaudhry, M. (1987). *Applied Hydraulic Transients – 2^a edition*. New York: Van Nostrand.
- Dabadie, D. (2015). *Simulação Numérica de Regimes Transitórios numa Estação de Elevação*. Monte de Caparica: FCT/UNL e UNL.
- GrundFos. (14 de Julho de 2022). *Bombas e Serviços - Grundfos Portugal S.A.* Obtido de grundfos: <https://product-selection.grundfos.com/pt/products/cr-cre-cri-crie-crn-crne-crt-crte/crn/crn-125-6-99142651?pumpsystemid=1572441746&tab=variant-sizing-results>
- Lencastre, A. (1996). *Hidráulica Geral*. Lisboa.
- Lousa, D. A. (2011). *Estudo do Comportamento Dinâmico de um Reservatório Hidropneumático*. Monte de Caparica: FCT - UNL.
- Oliveira, L. A., & Lopes, A. G. (2016). *Mecânica dos Fluidos*. Lisboa: Lidel.
- Porto, R. d. (2006). *Hidráulica Básica*. São Carlos: EESC-USP.
- Provoost, G. (1983). *A critical analysis to determine dynamic characteristics of non-return valves*. Bath England.
- Quintela, A. d. (2011). *Hidráulica*. Lisboa: Fundação Calouste Gulbekian.
- Santos, A. J. (2017). *Bombas e Instalações Hidráulicas*. Porto: Publindrústria.
- Sharp, B., & Sharp, D. (1996). *Water Hammer: Practical Solutions*. London: Arnold.
- Siemens. (4 de 8 de 2022). Obtido de <https://mall.industry.siemens.com/spice/pcmplus/app/>
- Thorley, A. (1979). *Control and Suppression of Pressure Surges in Pipelines and Tunnels*. Construction Industry Research and Information Association.
- Thorley, A. (1989). *Check valve behavior under transient flow conditions: a state-of-the-art*. 178-183, Fairfield, NJ: Journal of Fluids Engineering 111.
- Val-Matic Valve & Mfg. Corp. (2018). *Design and Selection of Check Valves*. Val-Matic Valve & Mfg. Corp.
- Val-Matic Valve & Mfg. Corp. (2018). *Dynamic Characteristics of Check Valves*. Val-Matic Valve & Mfg. Corp.
- Val-Matic Valve & Mfg. Corp. (2018). *Surge Control in Pumping Systems*. Val-Matic Valve & Mfg. Corp.
- Wylie, E., & Streeter, V. (1978). *Fluid Transients*. McGraw-Hill.
- Wylie, E., & Streeter, V. (1993). *Fluid Transients in Systems*. New Jersey: Prentice Hall.

Yuanda Valve Group Co., Ltd. (18 de Agosto de 2022). *Produtos: Yuanda Valve*. Obtido de <http://www.yuandavalve.ru/gate-valve/din-cast-iron-resilient-sested-non-rising-stem-gate-valve.html>

